VISIT…

Б. М. Трояновский,
Г. А. Филиппов,
А. Е. Булкин

ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Атомные электростанции и установки»

МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
1985

ББК 31.363
Т70
УДК [621.311.25:621.039]:621.165(075.8)

Рецензенты: Кафедра турбиностроения Ленинградского политехнического института; канд. техн. наук Ю. Ф. Косяк

Трояновский Б. М. и др.

Т70 Паровые и газовые турбины атомных электростанций: Учеб. пособие для вузов/ Б. М. Трояновский, Г. А. Филиппов, А. Е. Булкин — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 256 с., ил.

В пер.: 1 р. 60 к. 3800 экз.

Рассмотрены тепловые циклы АЭС, основы газодинамики турбин, теория теплового процесса в турбинах, включая работу при переменных режимах. Описаны конструкции турбин, схемы и системы автоматического регулирования. Основное внимание уделено турбинам насыщенного пара, применяемым на АЭС с водоохлаждаемыми реакторами. Описано вспомогательное оборудование турбоустановки. Рассмотрены процессы пуска, остановки, выбор оптимального режима эксплуатации.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности «Атомные электростанции и установки».

Т $\frac{2304000000-053}{051(01)-85}$ 220-85

ББК 31.363
6П2.23

БОРИС МИХАЙЛОВИЧ ТРОЯНОВСКИЙ
ГЕННАДИЙ АЛЕКСЕЕВИЧ ФИЛИППОВ
АНАТОЛИЙ ЕФРЕМОВИЧ БУЛКИН

Паровые и газовые турбины атомных электростанций

Редактор А. Д. Трухний
Редактор издательства **А. А. Кузнецов**
Художественный редактор **В. А. Гозак-Хозак**
Технический редактор **О. Д. Кузнецова**
Корректор **И. А. Володяева**
ИБ № 2787

Сдано в набор 26.12.84 Подписано в печать 12.04.85 Т-09359
Формат 84 × 108 1/16 Бумага типографская № 1 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 26,88 Усл. кр.-отт. 26,88 Уч.-изд. л. 32,14
Тираж 3800 экз. Заказ 189 Цена 1 р. 60 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московское производственное объединение «Первая Образцовая типография» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, Валовая, 28

© Энергоатомиздат, 1985

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс «Паровые и газовые турбины АЭС» читается для студентов вузов специальности «Атомные электростанции и установки». В некоторых вузах этот курс носит иное название, например «Турбины АЭС». Изучению этой дисциплины, выполнению курсового проекта по паровым турбинам, а также раздела «Турбоустановка АЭС» дипломного проекта и посвящен данный учебник. В имеющихся учебниках по паровым и газовым турбинам и паротурбинным установкам [15, 25, 47], как правило, особенностям турбин и турбоустановок АЭС, их конструкциям, схемам, методикам расчета уделяется относительно небольшое место. В данном же учебном пособии главным образом рассматриваются влажно-паровые турбины, используемые в настоящее время в атомной энергетике. В книге представлен, однако не столь детально, материал по паровым турбинам, применяемым на АЭС с реакторами на быстрых нейтронах, и газовым (гелиевым) турбинам.

При анализе ряда вопросов, главным образом, при рассмотрении теплового цикла, турбоустановки в целом и вспомогательного оборудования материал книги перекликается с соответствующими параграфами учебника по общему курсу «Атомные электростанции» [19], который обычно читается студентам позже курса «Паровые и газовые турбины АЭС». Отсутствие этих вопросов в данной книге нарушило бы цельность изложения.

Книга предназначена для студентов старших курсов втузов, обучающихся по специальности «Атомные электростанции и установки» и может быть полезна для выполнения курсовых и дипломных проектов. Для лучшего восприятия теоретического материала и получения навыков его практического использования приводится ряд примеров, в частности пример детального расчета турбины насыщенного пара мощностью 1 млн. кВт. Предполагается, что читатель знаком с базовыми дисциплинами или некоторыми их разделами — термодинамикой, основами теплопередачи, теоретической механикой, механикой жидкости и газа (или гидрогазодинамикой), сопротивлением материалов.

Книга может использоваться студентами и ряда других специальностей — по тепловым электростанциям, турбиностроению, судовым энергоустановкам, может быть также полезна широкому кругу инженеров, занимающихся атомной энергетикой, энергомашиностроением и др.

При работе над книгой авторы использовали литературу по атомным электростанциям, турбинам, газодинамике двухфазных сред. Широко использованы заводские материалы, а также результаты исследований, выполненных на кафедре паровых и газовых турбин Московского энергетического института.

Список литературы включает только те книги и статьи, которые необходимы читателю для получения более глубокой и обширной информации по отдельным вопросам. В отличие от монографий в учебном пособии, чтобы не загромождать книгу и не затруднять для студентов ее изучение, как правило, отсутствуют ссылки приоритетного характера, которые в большинстве случаев можно найти в книгах, упомянутых в списке литературы.

Авторы благодарны работникам ХТЗ, ЛМЗ, ТМЗ и КТЗ, сотрудникам Союзтехэнерго, предоставившим материалы для книги. Авторы признательны проф. Т. Х. Маргуловой и сотрудникам кафедры паровых и газовых турбин МЭИ, оказавшим помощь при подготовке рукописи, рецензентам — канд. техн. наук Ю. Ф. Косяку и коллективу кафедры турбиностроения ЛПИ (профессорам И. И. Кириллову, И. П. Фаддееву и др.), редактору — докт. техн. наук А. Д. Трухнию. Введение, главы 1, 4, 5, 9, 10 и § 3.1—3.4, 3.7, 6.1, 6.4—6.10, приложение написаны Б. М. Трояновским, гл. 2, § 3.5 и 3.6 — Г. А. Филипповым, гл. 7 и 8, § 6.2, 6.3 — А. Е. Булкиным, § 2.5 и 7.4 — совместно Г. А. Филипповым и Б. М. Трояновским.

Замечания по учебному пособию будут приняты с благодарностью; их следует направлять по адресу: 113114, Москва, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Развитие энергетики, базирующейся на использовании ядерного горючего, характерно для многих стран мира, и, естественно, для ее родины — Советского Союза. Ядерной энергетике всего 30 лет, но в ряде стран мира на ее долю приходится более 30—40 % всей вырабатываемой электроэнергии.

Чем объясняются такие интенсивные темпы развития ядерной энергетики?

Развитие ядерной энергетики определено прежде всего экономическими преимуществами АЭС, главным из которых являются меньшие затраты на производство электроэнергии по сравнению с тепловыми электростанциями, работающими на органическом топливе. Для многих стран и регионов, в частности для Европейской части СССР, характерно отсутствие или недостаточность запасов органического топлива, которое целесообразно использовать для электро- и теплоэнергетики. Стоимость транспортировки органических топлив из восточных районов нашей страны в западные даже при малой стоимости их добычи существенно превосходит увеличенные по сравнению с ТЭС затраты на строительство АЭС и их эксплуатацию. Поэтому по крайней мере на ближайшие десятилетия развитие теплоэнергетики в Европейской части СССР будет базироваться на использовании АЭС, в то время как в восточных районах, имеющих дешевые энергетические топлива, по-прежнему будут строиться тепловые электростанции на органическом топливе.

Пониженная по сравнению с тепловыми электростанциями на органическом топливе стоимость вырабатываемой электроэнергии, также определяет преимущества атомных электростанций — 1 киловатт-час, полученный на АЭС с ядерным топливом, на 10—30 % дешевле, чем на ТЭС на угле, мазуте и газе.

Более благоприятно, чем на тепловых электростанциях, работающих на органическом топливе, и экологическое воздействие атомных электростанций. Атомные электростанции — один из наиболее «чистых» источников энергии, так как они не дают вредных химических выбросов в виде золы, окислов серы, азота и других, в том числе канцерогенных соединений. Даже радиоактивных выбросов АЭС дает существенно меньше, чем ТЭС. По словам Президента АН СССР А. П. Александрова «...все свидетельствует о том, что предприятия ядерной энергетики обеспечивают наиболее «чистое» производство энергии и способны оказывать минимальное воздействие на окружающую среду» [50].

Атомные электростанции обладают по сравнению с ТЭС и рядом недостатков. Во-первых, сооружение их (на 1 кВт установленной мощности) обходится существенно дороже, требует больших трудозатрат, в том числе высококвалифицированного персонала. Во-вторых, к оборудованию АЭС предъявляются повышенные требования по надежности, особые требования по безопасности. Это относится и к эксплуатации, и к ремонту оборудования АЭС. И, наконец, по крайней мере АЭС с водоохлаждаемыми реакторами, создают большее тепловое загрязнение водоемов и требуют большего расхода охлаждающей воды.

Ядерная энергия может использоваться для выработки электроэнергии (АЭС), для выработки тепловой энергии (АСТ и АСПТ), для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии (АТЭЦ). В подавляющем большинстве во всем мире ядерное горючее в энергетике используется для производства электроэнергии и в незначительной части — для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии. Атомные станции теплоснабжения (АСТ и АСПТ) находятся в стадии разработки и строительства.

Неотъемлемой частью оборудования АЭС являются тепловые турбины. Сейчас в эксплуатации и строительстве АЭС и АТЭЦ находятся турбины, работающие на водяном паре — паровые турбины.

Независимо от типа реактора турбинные установки АЭС и АТЭЦ являются сложным оборудованием, от которого зависят как технико-экономические, так и эксплуатационные характеристики электростанции: надежность, экономичность, маневренность, безопасность. Технические и технико-экономические показатели турбинного оборудования, производственные возможности турбостроительных заводов

в немалой степени определяют ряд основных параметров АЭС, таких как мощность энергоблока, выбор схемы его (моно- или дубльблок), параметры теплоносителя на выходе из реактора или рабочей среды на выходе из парогенератора, условия водоснабжения и т. д.

Основным элементом турбинной установки является паровая турбина — тепловой двигатель, в котором неупорядоченная форма энергии (теплота) преобразуется в упорядоченную (механическую) энергию. Турбина занимает особое место не только потому, что в ней достигается основная цель теплового двигателя — непрерывное превращение теплоты в работу, но и потому, что это самый сложный и, как и реактор, чрезвычайно ответственный элемент.

Тепловые турбины — паровые и газовые — сегодня нашли применение в различных отраслях техники, главным образом в энергетике и на транспорте. Энергетические паровые турбины, в частности установленные на атомных электростанциях, обладают по сравнению с другими типами двигателей многими достоинствами, в первую очередь такими, как возможность непосредственного соединения их с электрогенератором и достижения практически неограниченных мощностей. Сегодня в эксплуатации имеются паровые турбины мощностью 1,3 млн. кВт, разрабатываются агрегаты мощностью 1,5 и 2 млн. кВт. Созданию столь сложной машины, как современная энергетическая тепловая турбина, предшествует многолетняя научная, конструкторская, технологическая подготовка. Изготовляются турбины на специализированных турбостроительных заводах, оснащенных специализированным и сложнейшим оборудованием.

Все перечисленное выше показывает, что на всех этапах — выборе основных характеристик АЭС, места ее расположения, проектирования электростанции и оборудования для нее, строительства и монтажа АЭС, ее эксплуатации, ремонта, испытаний — инженер-специалист по ядерной энергетике, по атомным электростанциям должен достаточно хорошо, широко, а во многих случаях — и глубоко представлять себе работу, конструкцию, эксплуатацию всей турбоустановки, и в первую очередь, ее важнейшего и наиболее сложного элемента — собственно турбины.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ИНДЕКСЫ И СОКРАЩЕНИЯ

Обозначения

a — скорость звука; длина; координата в осевом направлении;
A — амплитуда;
b — хорда профиля;
B — ширина профиля; расход топлива;
c — скорость; удельная теплоемкость;
$c_ф=\sqrt{2H_0}$ — фиктивная скорость, подсчитываемая по располагаемому (от параметров торможения) теплоперепаду ступени;
C — центробежная сила;
d — диаметр; удельный расход пара или газа;
$d_к$ — диаметр капли;
e — степень парциальности;
E — модуль упругости; энергия; коэффициент эрозии; степень турбулентности;
f — частота тока; частота колебаний;
F — площадь канала; площадь профиля;
g — ускорение свободного падения;
G — массовый расход;
h — энтальпия;
h' — энтальпия воды при давлении насыщения;
h'' — энтальпия пара при параметрах насыщения;
H — разность энтальпий; работа; теплоперепад; коэффициент, учитывающий жесткость крепления бандажа к лопаткам;
H_0 — располагаемый теплоперепад;
$\bar{H}_0$ — располагаемый теплоперепад от параметров торможения;
i — число пар концов дуг подвода пара (для регулирующей ступени); число выходов пара;
J — момент инерции сечения; момент инерции ротора;
k — коэффициент;
K — коэффициент теплопередачи;
Кп — число Кнудсена;
l — высота; длина; путь;
L — работа; скрытая теплота фазового перехода;
m — относительная масса; кратность охлаждения в конденсаторе; $m=(\varkappa-1)/\varkappa$;
$\dot{m}_э$ — относительная скорость уменьшения массы при эрозионном изъедании детали;
M — момент; число Маха;
n — частота вращения; частота колебаний; частота схода вихрей;
O — линейный размер канала решетки профилей;
p — давление; число пар полюсов электрогенератора;
$\dot{p}$ — условный градиент давления [см. формулу (2.34)];
P — мощность;
pH — показатель концентрации ионов водорода;
Pr — число Прандтля;
q — удельная (на единицу массы) теплота; интенсивность нагрузки; относительный (к критическому) расход;
$q_{в.т}$ — коэффициент возврата теплоты;
Q — теплота;
r — радиус; теплота конденсации;
R — усилие; сопротивление; тепловое (термическое) сопротивление; газовая постоянная;
Re — число Рейнольдса;
s — энтропия; осевой зазор; стоимость киловатт-часа;
s' — энтропия воды при параметрах насыщения;
s'' — энтропия пара при параметрах насыщения;
S — составляющая стоимости киловатт-часа;
Sh — число Струхаля;
t — шаг; температура, °С;
T — температура, К;
u — окружная скорость; внутренняя энергия среды;
v — удельный объем;
V — объем;
w — относительная скорость;
W — момент сопротивления; количество электроэнергии;
$W_{ох.в}$ — расход охлаждающей воды;
We — число Вебера;
x — координата; сухость пара;
$x_ф=u/c_ф$ — отношение окружной и фиктивной скоростей ступени;
y — координата; влажность пара;
z — координата; число лопаток;
α — угол потока; угол установки сопловой лопатки; доля расхода; коэффициент теплоотдачи; коэффициент теплофикации;
β — угол потока в относительном движении; угол установки рабочей лопатки;
γ — коэффициент;
Γ — циркуляция скорости;
δ — разность; приращение; степень регенерации в ГТУ; зазор; толщина пограничного слоя;
Δ — разность; приращение; толщина кромки; толщина пластины;
ε — отношение давлений; степень неравномерности регулирования; ускорение вращения ротора;
ζ — коэффициент потерь (по отношению к располагаемой энергии решетки);
η — КПД; логарифмический декремент затухания;
ϑ — угол, угловая координата;
$\theta=d/l$ — отношение среднего диаметра к высоте лопатки для кольцевой решетки;

$\varkappa$ — показатель изоэнтропы; коэффициент разгрузки лопатки; удельная электропроводность;
λ — скорость потока, отнесенная к критической скорости; доля крупнодисперсной влаги; коэффициент динамичности;
μ — коэффициент расхода; динамическая вязкость; пакетный множитель;
ν — кинематическая вязкость; коэффициент скольжения (скорость влаги по отношению к скорости пара); относительная масса бандажа;
ξ — коэффициент потерь, отнесенный к располагаемой энергии ступени;
ρ — степень реактивности ступени; плотность;
$\rho_{мат}$ — плотность материала;
σ — напряжение; коэффициент поверхностного натяжения; степень повышения давления в ГТУ или ее элементе;
τ — время; степень повышения температуры, К (в ГТУ);
φ — коэффициент скорости для сопловой решетки; коэффициент, учитывающий влияние бандажа на частоту собственных колебаний пакета;
χ — мощность, выработанная на базе теплового потребления; скорость фазового перехода;
ψ — коэффициент скорости для рабочей решетки; коэффициент, учитывающий влияние закрепления на частоту собственных колебаний лопатки или пакета лопаток;
Ψ — коэффициент сепарации; коэффициент аэродинамического сопротивления;
ω — угловая скорость;
Ω — кольцевая площадь.

Индексы

авт — автомодельный;
бр — брутто;
в — воды;
вл — влаги;
в.с — выходной скорости;
в.у — влагоудаления;
г — готовности;
д — диаграммный; диска;
дин — динамический;
доп — допускаемый;
е — эффективный;
изг — изгиба;
к — конечный; конденсатора; корневой; концевой; капли;
комб — комбинированный;
кр — критический;
мат — материала;
н — неравновесный;
ном — номинальный;
о.в — обратной воды
о.е — относительный эффективный;
о.л — относительный лопаточный;
опт — оптимальный;
отб — отбора;
отк — отказ;
отн — относительный;
отр — отрыва;
ох.в — охлаждающей воды;
о.э — относительный электрический;
oi — относительный внутренний;
п — периферии; парциальный; промышленного отбора;
патр — патрубка;
п.в — питательной воды;
пер — фазового перехода;
пл — пленочный;
пп — промежуточного перегрева;
п.п — перегретого пара;
пр — профильный;
пр.в — прямой воды;
пред — предельный;
р — регенеративный, расходный; рабочих лопаток; разгрузка; растяжения;
разд — разделительный;
р.ст — регулирующей ступени;
с — сопла; сопловой решетки; сети; собственный;
сеп — сепаратора;
сет — сетевой;
ср. — средний;
ст — ступени;
т — текучести; топлива; теплофикационный;
тепл — тепловой;
т.п — турбопривода;
т.у — турбинной установки;
у — утечки; уплотнения;
ф — фиктивный;
х.х — холостого хода;
э — электрический; эрозии;
экс — эксплуатационный;
a — осевой, аксиальный;
p — при постоянном давлении;
r — радиальный;
s — насыщения;
u — окружной;
i — внутренний;
′ — относящийся к жидкой фазе;
″ — относящийся к паровой (газовой) фазе;
0 — начальный; расчетный; номинальный;
1 — за сопловой решеткой;
2 — за рабочей решеткой (за ступенью);
0*s* — насыщенный при начальном давлении;
* — критический.

Сокращения

АПТУ — атомная паротурбинная установка;
АСПТ — атомная станция производственного (промышленного) теплоснабжения;
АСТ — атомная станция теплоснабжения;
АТЭЦ — атомная теплоэлектроцентраль;
АЭС — атомная электростанция;
Б — сетевой подогреватель;
ББЦ — фирма BBC (Brown — Boveri Co., Швейцария и ФРГ);
БН — реактор на быстрых нейтронах;
БРУ — быстродействующее редукционное устройство;
БРУ-5 — то же со сбросом пара в барботер;
БРУ — Д — то же со сбросом пара в деаэратор;
БРУ — К — то же со сбросом пара в конденсатор;
БРУ — ТП — то же с переключением отбора или свежего пара на турбопривод;
ВВЭР — водо-водяной энергетический реактор;
ВТИ — Всесоюзный теплотехнический институт;
ГВГТ — газоохлаждаемый высокотемпературный реактор;
ГТУ — газотурбинная установка;
ГПЗ — главная паровая задвижка;

ГЦН — главный циркуляционный насос;
ДЭ — фирма ДЕ (General Electrik, США);
ЗГТУ — замкнутая газотурбинная установка;
К — конденсационная турбина;
КВУ — фирма KWU (Kraftwerk Union, ФРГ);
КПД — коэффициент полезного действия;
КТ — конденсационная турбина с нерегулируемыми теплофикационными отборами;
КТЗ — производственное объединение «Калужский турбинный завод»;
ЛКИ — Ленинградский кораблестроительный институт;
ЛПИ — Ленинградский политехнический институт;
ЛМЗ — производственное объединение «Ленинградский металлический завод»;
МУТ — механизм управления турбиной;
МЭИ — Московский энергетический институт;
ПВД — подогреватель высокого давления;
ПГУ — парогазовая установка;
ПНД — подогреватель низкого давления;
ПП — промперегреватель;
ПТУ — паротурбинная установка;
Р — турбина с противодавлением;
РБМК — реактор большой мощности канальный
РВД — ротор высокого давления;
РВСД — ротор совмещенного цилиндра высокого и среднего давления;
РНД — ротор низкого давления;
РСД — ротор среднего давления;
СКД — сверхкритическое давление;
С — сепаратор;
СНП — сухой насыщенный пар;
СПП — сепаратор-промперегреватель;
Т — теплофикационная турбина с регулируемым отопительным отбором пара;
ТК — то же с большой привязанной конденсационной мощностью;
ТМЗ — производственное объединение «Турбомоторный завод»;
ТЭС — тепловая электростанция;
ТЭХ — типовая энергетическая характеристика;
ТЭЦ — теплоэлектроцентраль;
ХПИ — Харьковский политехнический институт;
ХТЗ — производственное объединение атомного турбостроения «Харьковский турбинный завод»;
ЦВД — цилиндр высокого давления;
ЦВСД — совмещенный цилиндр высокого и среднего давления;
ЦКТИ — научно-производственное объединение «Центральный котлотурбинный институт»;
ЦСД — цилиндр среднего давления;
ЦНД — цилиндр низкого давления;
ЯППУ — ядерная паропроизводящая установка

Глава первая

ТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ПОКАЗАТЕЛИ

1.1. ЦИКЛЫ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Энергетические теплосиловые циклы, применяемые и разрабатываемые с разного рода турбинными установками, можно разделить на замкнутые (закрытые) и открытые. Открытые циклы используются в газотурбинных установках, работающих на органическом топливе. Поэтому далее анализируются лишь замкнутые циклы. В замкнутом цикле добавки рабочего вещества производятся в незначительных количествах для восполнения возможных утечек и потерь и иногда для компенсации относительно небольшого количества рабочего вещества, отдаваемого какому-либо из потребителей.

Подробно тепловой цикл электростанции, в том числе атомной, является предметом изучения специальных курсов [19, 30]. Ниже основное внимание уделяется рассмотрению теплового цикла турбинной установки, в подавляющем большинстве являющегося моноарным циклом, т. е. таким, в котором циркулирует одно рабочее вещество, как правило, меняющее свое агрегатное состояние. Так, например, в паротурбинных установках и АЭС, и ТЭС в качестве рабочего вещества используется обычная вода, находящаяся в различных элементах установки в жидком состоянии, в виде перегретого и влажного пара.

Реальные циклы весьма сложны. Энергоблок, в том числе и собственно турбоустановка, включают много вспомогательных элементов. Рассмотрим принципиальные схемы и циклы атомных электростанций, определяемые в первую очередь типом реактора и начальными — на входе в турбину — параметрами рабочего вещества. Наряду с циклами АЭС кратко анализируются и циклы ТЭС — тепловой электростанции на органическом топливе. Это, в частности, необходимо для сравнения турбинных установок АЭС и ТЭС, для оценки возможности их комбинированного использования.

Энергоблоки АЭС, их схемы, особенности турбинного оборудования целесообразно разделять по числу контуров.

Одноконтурные схемы АЭС

Одноконтурными являются паротурбинные блоки ТЭС — полученный в котле перегретый пар направляется в паровую турбину, расширяется в ней и при глубоком разрежении поступает в конденсатор, где конденсируется и превращается в воду; из конденсатора с помощью насоса вода под давлением подается в котел (рис. 1.1,*а*).

Во многих случаях (в энергоблоках ТЭС — всегда) пар, пройдя только часть турбины, возвращается в котел, дополнительно перегревается и затем проходит остальную часть турбины. Этот так называемый цикл с газовым (в котле) промежуточным перегревом изображен на рис. 1.1,*в*.

В одноконтурной схеме АЭС рабочее вещество в турбоустановку поступает прямо из реактора и одновременно является его теплоносителем. Одноконтурные схемы АЭС возможны при использовании в качестве теплоносителя обычной или тяжелой кипящей воды или газа с высокой температурой на выходе из реактора.

На АЭС с одноконтурными схемами применяются следующие типы реакторов.

а) Водо-водяные реакторы кипящего типа, где замедлителем и одновременно теплоносителем является обычная вода H_2O: теплоноситель в реакторе доводится до кипения с образованием водяного пара; на выходе из реакторной установки температура пара равна температуре насыщения; в турбину поступает практически насыщенный пар — СНП ($y=0{,}2\div0{,}5\%$). Тепловая схема одноконтурного энергоблока, представленная на рис. 1.2,*а*, наиболее проста. Реактор имеет корпусную конструкцию и обычно работает на слабообогащенном уране.

Тяжеловодный реактор кипящего типа с замедлителем тяжелой водой D_2O может иметь в качестве теплоносителя тяжелую и обычную воду. В этом случае схема электростанции одноконтурная (рис. 1.2,*а*): на входе в турбину пар насыщенный. Эти реакторы имеют большие преимущества — возмож-

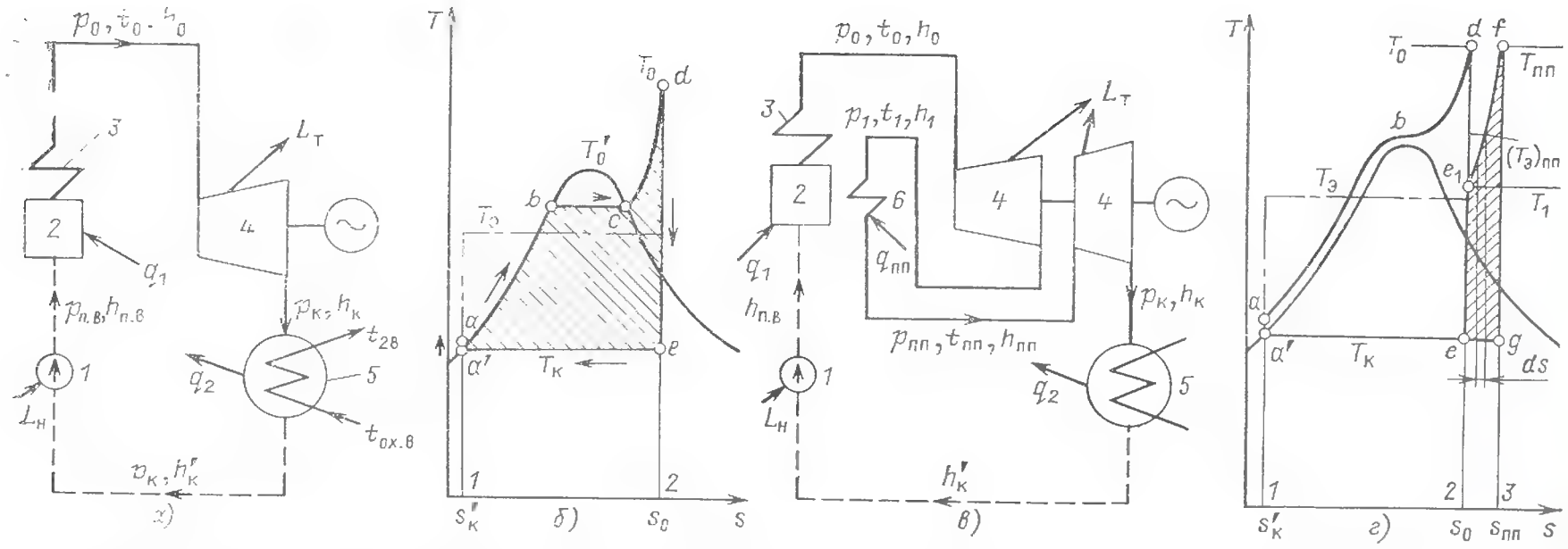


Рис. 1.1. Принципиальные схемы ТЭС:

а — простая схема без промперегрева; *б* — ее *T*, *s*-диаграмма; *в* — схема с промперегревом; *г* — ее *T*, *s*-диаграмма при сверхкритических начальных параметрах пара; *1* — питательный насос; *2* — котел; *3* — его перегреватель; *4* — паровая турбина; *5* — конденсатор; *6* — промежуточный перегреватель

ность использования в качестве топлива природного урана и повышенный коэффициент воспроизводства. В то же время из-за высокой стоимости тяжелой воды удельные капитальные затраты почти в 2 раза выше, чем в реакторах на обычной воде.

б) Водографитовые реакторы кипящего типа с замедлителем — графитом и теплоносителем — обычной водой выполняются канальной конструкции. Такие мощные (с $P_э \geqslant 1000$ МВт) реакторы называются реакторами большой мощности, канальными РБМК. В реакторах РБМК может генерироваться как насыщенный, так и перегретый пар. В первом случае тепловая схема атомной паротурбинной установки (АПТУ) и параметры пара не отличаются от параметров АЭС с водо-водяными реакторами кипящего типа (рис. 1.2,*а*), т. е. схема АЭС одноконтурная, и *в турбину поступает насыщенный пар.*

Канальная конструкция позволяет относи-

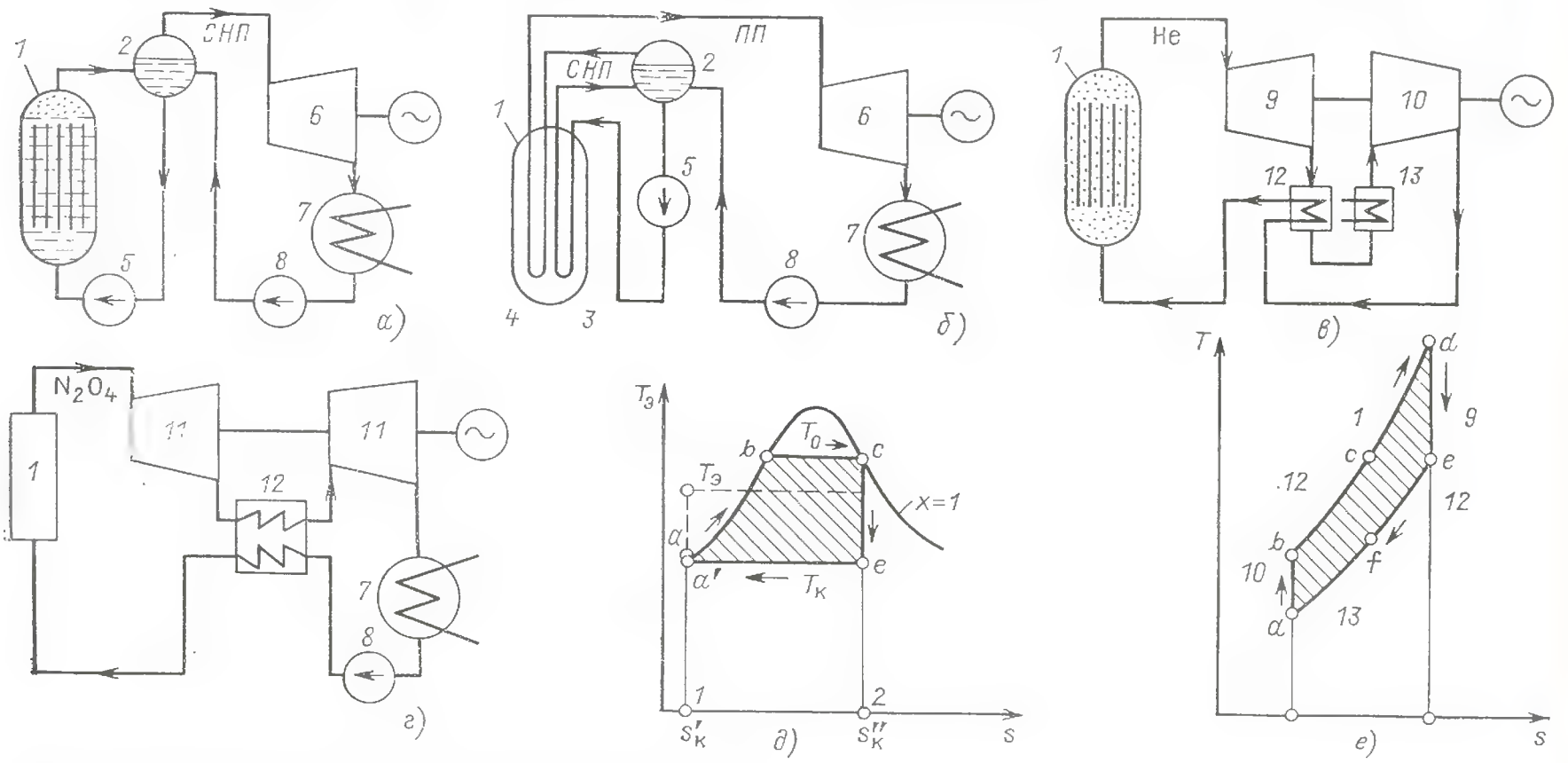


Рис. 1.2. Принципиальные схемы одноконтурных АЭС:

а — схема с реакторами кипящего типа; *б* — схема с начальным перегревом пара в водографитовом реакторе (*T*, *s*-диаграмму см. на рис. 1.1,*б*); *в* — схема с высокотемпературным газоохлаждаемым реактором (ВТГР) и замкнутой гелиевой газотурбинной установкой; *г* — схема газожидкостного цикла с реактором на быстрых нейтронах и теплоносителем N_2O_4; *1* — реактор; *2* — сепаратор кипящего реактора; *3* — испарительные каналы кипящего реактора; *4* — его перегревательные каналы; *5* — главный циркуляционный насос; *6* — паровая турбина; *7* — конденсатор; *8* — питательный насос; *9* — газовая турбина; *10* — газовый компрессор; *11* — турбина, работающая на N_2O_4; *12* — регенератор; *13* — охладитель; *д* — *T*, *s*-диаграмма для схемы с реакторами кипящего типа; *е* — *T*, *s*-диаграмма для схемы ВТГР

тельно легко увеличивать мощность реактора, а также осуществлять перегрев в специальных перегревательных каналах (рис. 1.2,*б*), когда в *турбину поступает перегретый пар*. Однако исследования и промышленный опыт обнаружили недостаточно благоприятные физико-технические свойства такого типа реакторов. Поэтому в настоящее время в работе нет водоохлаждаемых реакторов с начальным, а также с промежуточным перегревом, хотя не исключено появление таких реакторов в будущем.

в) В газоохлаждаемом реакторе, работающем на смеси сильнообогащенного урана (в так называемом высокотемпературном реакторе), температура газа на выходе из реактора настолько высока, что может оказаться рациональным применение одноконтурной схемы с газовой турбиной (рис. 1.2,*в*). В этом случае, видимо, наиболее перспективен теплоноситель — инертный газ гелий He (см. § 6.10).

Газоохлаждаемые реакторы на быстрых нейтронах пока не вышли из стадии опытного исследования. В качестве теплоносителя для них рассматриваются He, CO_2 и N_2O_4. Если предполагаются одноконтурные схемы, то принципиально для He и CO_2 теплосиловой цикл не отличается от представленного на рис. 1.2,*в* цикла с гелиевой турбиной. В СССР разрабатывается [21] установка с теплоносителем — диссоциирующим газом — четырехокисью азота N_2O_4. В связи с ее особыми химическими и теплофизическими свойствами параметры рабочего вещества в цикле и турбина существенно отличаются от применяемых в пароводяных и газовых турбоустановках.

Принципиальная тепловая схема газожидкостного цикла с реакторами на N_2O_4 показана на рис. 1.2,*г*. На выходе из реактора и, следовательно, на входе в турбину N_2O_4 находится в газообразном состоянии; расширяясь в турбине, он переходит в жидкое состояние и поступает в регенератор. В регенераторе за счет теплоты газа, выходящего из первой части турбины, происходят нагрев и испарение N_2O_4. В реакторе N_2O_4 нагревается до максимальной температуры.

Двухконтурные схемы АЭС

Двухконтурная схема АЭС с парогенератором применяется, если технически нельзя или экономически нецелесообразно использовать теплоноситель реактора как рабочее вещество турбины. В этом случае теплоноситель (вода или газ) первого, так называемого реакторного контура направляется в теплообменник, где отдает свою теплоту рабочему веществу второго контура. Турбинная установка, входящая в состав второго контура, работает нерадиоактивным паром.

На АЭС с двухконтурной схемой могут применяться следующие реакторы:

В водяном реакторе (в СССР и в странах — членах СЭВ такие реакторы называются водо-водяными энергетическими реакторами — ВВЭР) корпусного типа с водой под давлением (12—16 МПа) используется обычная вода одновременно в качестве замедлителя и теплоносителя. Температура воды на выходе из реактора, чтобы не было кипения, должна быть ниже температуры насыщения. Вода из реактора направляется в теплообменник — парогенератор, где генерируется водяной пар.

Водо-водяные реакторы обычно компонуются с турбинами насыщенного пара (рис. 1.3,*а*). Применяются также схемы, при которых на входе в турбину пар немного перегрет. Этот перегрев, осуществляемый в парогенераторе, повышает надежность и экономичность турбины и всей установки, облегчает эксплуатацию агрегата и улучшает его маневренность.

Термодинамические особенности схемы АЭС с реакторами ВВЭР и перегретым паром на входе в турбину рассматриваются в § 1.3.

Газографитовые реакторы с замедлителем — графитом и теплоносителем —

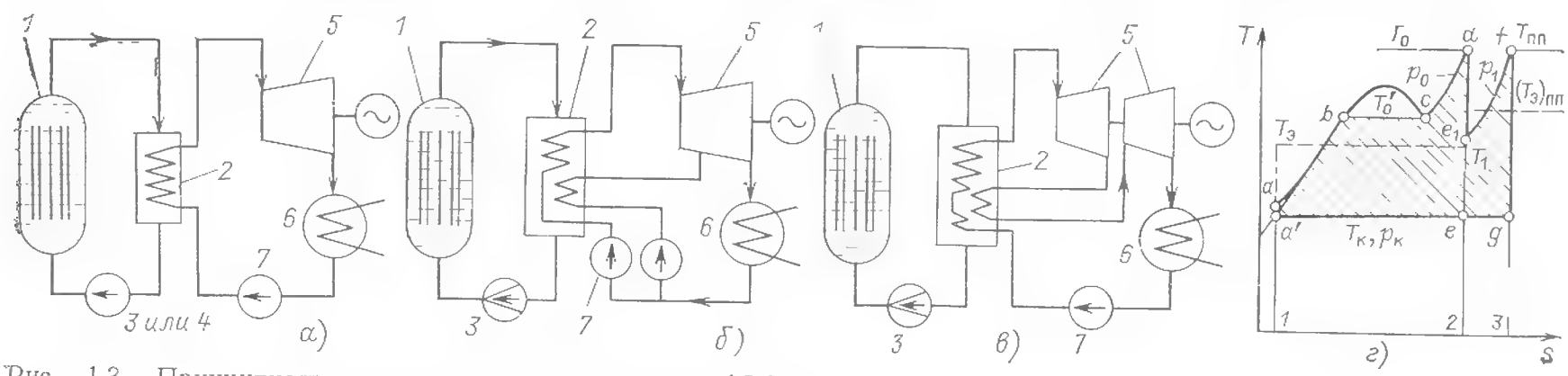


Рис. 1.3. Принципиальные двухконтурные схемы АЭС:

а — простая схема (*T*, *s*-диаграммы см. на рис. 1.2,*д* и 1.1,*б*); *б* — схема с реактором магноксового типа и турбиной двух давлений; *в* — схема с промежуточным перегревом пара в парогенераторе; *г* — ее *T*, *s*-диаграмма; *1* — реактор; *2* — парогенератор; *3* — газодувка; *4* — главный циркуляционный насос; *5* — паровая турбина; *6* — конденсатор; *7* — питательный насос

газом в зависимости от топлива сочетаются с различного типа турбинными установками, работающими в широком диапазоне параметров рабочего вещества.

При использовании природного урана температура газа на выходе из реактора не превышает 410—420 °С; теплоносителем, как правило, является CO_2. Схема таких АЭС — двухконтурная (рис. 1.3,*б*) с генерацией перегретого водяного пара. При небольшой температуре пара на входе в турбину ($t_0 \approx 400$ °С) и для того чтобы уменьшить конечную влажность пара не усложнять установку, начальное давление в турбине выбирается умеренным: $p_0 = 3{,}5 \div 6$ МПа, при этом обычно устанавливаются турбины двух давлений: в первую часть турбины поступает пар, генерируемый при высоких температурах теплоносителя, при пониженных температурах теплоносителя генерируется пар меньшего давления, который направляется во вторую часть турбины. Реакторы при работе на природном уране выполнены с покрытием твэлов из магниевого сплава — так называемые реакторы магноксового типа.

В газографитовых реакторах на слабообогащенном уране, так называемых усовершенствованных, температура теплоносителя (CO_2) на выходе из реактора достигает 650 °С. В этом случае параметры пара на входе в турбину могут быть равными или близкими к параметрам электростанций на органическом топливе, в том числе с промежуточным перегревом пара в парогенераторе (рис. 1.3,*в*).

Высокотемпературные газографитовые реакторы, о которых выше шла речь, могут использоваться в двухконтурной схеме аналогично усовершенствованным, в том числе с промежуточным перегревом пара (рис. 1.3,*в*). Как правило, эти реакторы используются с паровыми турбинами, применяемыми на ТЭС. По сравнению с другими рассмотренными выше типами реакторов они имеют существенно больший коэффициент воспроизводства, близкий к единице.

В газоохлаждаемых тяжеловодных реакторах в качестве теплоносителя обычно используется CO_2, а замедлителя — D_2O. Эти реакторы требуют слабообогащенный уран, и АЭС с такими реакторами имеют двухконтурную схему (рис. 1.3,*а*): в парогенераторе генерируется перегретый водяной пар.

Трехконтурные схемы АЭС

На АЭС с трехконтурными схемами устанавливаются реакторы на быстрых нейтронах, работающие на обогащенном топливе (обычно на смеси урана и плутония). Главными их положительными свойствами являются возможность использовать в качестве горючего изотоп урана U^{238}, составляющий значительную часть природного урана, или плутоний, вырабатываемый тепловыми реакторами, и высокий коэффициент воспроизводства (1,4 и выше). Благодаря этому реакторы на быстрых нейтронах считаются наиболее перспективными для атомной энергетики. В отличие от тепловых реакторов в их активной зоне не должно быть замедлителя, поэтому теплоносителем могут быть газы и жидкие металлы, а не вода и другие среды, имеющие замедляющие свойства.

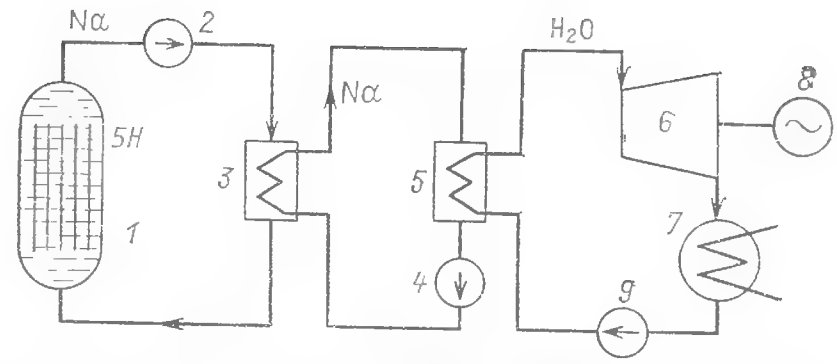


Рис. 1.4. Принципиальная трехконтурная схема АЭС с реактором на быстрых нейтронах с жидким натрием в качестве теплоносителя:

1 — реактор; *2* — насос первого контура; *3* — теплообменник; *4* — насос промежуточного контура; *5* — парогенератор; *6* — паровая турбина; *7* — конденсатор; *8* — генератор; *9* — питательный насос пароводяного контура

Промышленные энергетические реакторы на быстрых нейтронах (БН) используют в качестве теплоносителя жидкий натрий Na, обладающий высокой теплопроводностью и большой теплоемкостью. При низком давлении в реакторе можно получить высокую температуру на выходе из него. Однако большая активность Na при взаимодействии с водой требует сложной трехконтурной схемы (рис. 1.4), предотвращающей в аварийном случае опасный прямой контакт радиоактивного натрия с водой.

Таким образом, в первом контуре циркулирует радиоактивный Na под невысоким давлением с температурой на выходе 550—600 °С, в промежуточном — при большем давлении (чтобы не допустить попадания в него радиоактивного Na) — нерадиоактивный Na с температурой на 20—35 °С ниже. В последнем контуре температура пара на входе в турбину составляет около 500 °С.

В таких схемах, например на Белоярской АЭС в блоке с БН-600, могут применяться обычные для ТЭС паровые турбины.

Поскольку капитальные затраты по созданию АЭС с реакторами БН существенно выше, чем для АЭС с реакторами на тепловых нейтронах, то промышленное использование АЭС с реакторами на быстрых нейтронах целесообразно только на базе развитой атомной энергетики с АЭС с реакторами на тепловых нейтронах, снабжающих плутонием реакторы БН.

Из анализа представленных выше схем АЭС и ТЭС видно, что в случае использова-

ния паротурбинных установок теплосиловые циклы включают следующие элементы:

1) источник теплоты — ядерный реактор на АЭС и котел на ТЭС;

2) промежуточный теплообменник. Если на выходе из реактора в качестве теплоносителя используется не водяной пар, а другое вещество, например вода, газ или жидкий металл, то необходим промежуточный теплообменник — парогенератор, где за счет теплоты теплоносителя реактора производится генерация водяного пара; для трехконтурных схем необходим дополнительный теплообменник для промежуточного контура (рис. 1.4).

Используемые на электростанциях реактор, парогенератор, котел часто называют паропроизводящими аппаратами;

3) паровая турбина, в которой происходит преобразование тепловой энергии в механическую;

4) электрогенератор, непосредственно связанный с турбиной, в котором механическая энергия преобразуется в электрическую;

5) конденсатор, в котором при глубоком разрежении конденсируется отработавший в турбине пар;

6) питательный насос, подающий воду под давлением в котел (на ТЭС), в парогенератор (на двух- и трехконтурных АЭС), в реакторный контур (на одноконтурных АЭС);

7) главный циркуляционный насос (ГЦН), обеспечивающий циркуляцию теплоносителя в реакторе; на АЭС с газоохлаждаемыми реакторами вместо насоса используется газодувка.

Циклы тепловых установок представлены в T, s-диаграммах на рис. 1.1,*б*, *г*, 1.2,*д*, 1.3,*г* при изоэнтропийных (без потерь) процессах в турбине, насосе и компрессоре. Из этих диаграмм видно, что в общем случае процесс преобразования энергии в цикле с паротурбинной установкой состоит из следующих элементарных процессов:

повышения давления в питательном насосе ($a'a$), сопровождающегося увеличением энтальпии воды со значения $h'_к$ до значения $h_{п.в}$, при котором затрачивается работа на единицу массового расхода вещества $G=1$ кг/с, равная:

$$L_н = h_{п.в} - h'_к; \qquad (1.1)$$

нагрева воды в реакторе (при одноконтурной схеме АЭС) или котле, при котором энтальпия воды повышается от значения $h_{п.в}$ до значения h'_0, — процесс ab, далее испарения (процесс bc), проходящего при постоянных давлении p_{0s} и температуре T_{0s} (в реакторе одноконтурной АЭС, парогенераторе двух- и трехконтурных АЭС, в котле), и, наконец, в ряде случаев перегрева пара (процесс cd) — повышения энтальпии от h'_0 до h_0 (в пароперегревателе котла, в перегревательных каналах канального реактора, в парогенераторе). Таким образом, в этих элементах схемы (реакторе, парогенераторе, котле) к рабочему веществу подводится теплота

$$q_1 = h_0 - h_{п.в}; \qquad (1.2)$$

расширения пара в турбине с изменением параметров от значений p_0, t_0, h_0 до значений $p_к$, $h_{кt}$ и получения работы

$$L_{тt} = h_0 - h_{кt}; \qquad (1.3)$$

отвода теплоты при постоянном давлении $p_к$ от пара к охлаждающей (циркуляционной) воде, проходящей через конденсатор:

$$q_2 = h_{кt} - h'_к. \qquad (1.4)$$

Таким образом, замыкается цикл рабочего вещества (пар — вода) в теплоэнергетической (паровой) установке.

1.2. ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТУРБОУСТАНОВКИ И ЭНЕРГОБЛОКА

Определим тепловую экономичность цикла для теоретического процесса, когда в элементах паросиловой установки отсутствуют потери, т. е. когда отсутствуют потери давления в трактах установки и, главное, когда процесс расширения в паровой турбине (и сжатия в насосе) является изоэнтропийным, т. е. происходит без потерь и теплообмена с внешней средой. Для этого случая экономичность рассматриваемого так называемого цикла Ренкина будет характеризоваться термическим (теоретическим) КПД:

$$\eta_t = \frac{L_{тt} - L_н}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{кt}) - (h_{п.в} - h'_к)}{h_0 - h_{п.в}}, \qquad (1.5)$$

где $h_{кt}$ — энтальпия пара на выходе из турбины при изоэнтропийном процессе расширения.

В T, s-диаграмме цикла насыщенного пара, показанной на рис. 1.2,*д*, при $h_{п.в} = h'_к$ термический КПД найдется как отношение площадей

$$\eta_t = \frac{abcea'a}{1abc21}.$$

Здесь $1\,a\,b\,c\,21 \equiv q_1 = h_0 - h'_к$ — подведенная теплота: $1\,a\,e\,21 \equiv q_2 = h_{кt} - h'_к = T_0(s_0 - s_к)$ — теплота, отданная в конденсаторе охлаждающей воде. Таким образом, разность $q_1 - q_2 = L_{тt} - L_н \equiv a\,b\,c\,e\,a$ эквивалентна полезной работе, произведенной в идеальной уста-

новке. Аналогично для цикла с промежуточным перегревом (рис. 1.3,*г*)

$$\eta_t^{\text{пп}} = \frac{abcde_1fga'a}{1abcde_1f31}.$$

Выражение (1.5) можно записать таким образом:

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{\text{к}t}) - (h_{\text{п.в}} - h_{\text{к}}')}{(h_0 - h_{\text{к}}') - (h_{\text{п.в}} - h_{\text{к}}')}. \qquad (1.6)$$

Если не учитывать работу насоса, то термический КПД цикла с начальным перегревом пара запишется так:

$$\eta_t \approx \frac{h_0 - h_{\text{к}t}}{h_0 - h_{\text{к}}'} \qquad (1.7)$$

и аналогично для цикла насыщенного пара

$$\eta_t^{\text{н}} \approx \frac{h_{0s} - h_{\text{к}t}}{h_{0s} - h_{\text{к}}'}. \qquad (1.8)$$

Для цикла с промперегревом (рис. 1.3,*г*) получаем

$$\eta_t^{\text{пп}} \approx \frac{(h_0 - h_{1t}) + (h_{\text{пп}} - h_{\text{к}t})}{(h_0 - h_{\text{к}}') + (h_{\text{пп}} - h_{1t})}. \qquad (1.9)$$

В дальнейшем для простоты кроме специально оговоренных случаев, будем рассматривать экономичность установки без учета работы насоса.

Коэффициент полезного действия турбинной установки энергоблока или электростанции, когда полезная работа или мощность относятся к затраченной теплоте, будем называть абсолютным КПД. Поэтому все записанные выше формулы для термического (теоретического) КПД относятся и к абсолютному КПД.

В дальнейшем вместо работы L, совершаемой (или подводимой) 1 кг/с рабочего вещества, будем использовать эквивалентное понятие теплоперепада — разности энтальпий H в начальной и конечной точках процесса.

Разность начальной и конечной энтальпий при изоэнтропийном расширении $H_0 = h_0 - h_{\text{к}t}$ или $H^{\text{н}}_0 = h''_0 - h_{\text{к}t}$ (рис. 1.5,*а* и *б*) принято называть располагаемым теплоперепадом турбины.

Если расширение заканчивается в области влажного пара, то H_0 можно также подсчитать по формуле

$$H_0 = h_0 - h'_{\text{к}} - T_{\text{к}}(s_0 - s'_{\text{к}}) \qquad (1.10)$$

или

$$H^{\text{н}}_0 = h''_0 - h'_{\text{к}} - T_{\text{к}}(s''_0 - s'_{\text{к}}). \qquad (1.10\text{а})$$

Тогда

$$\eta_t = \frac{H_0}{h_0 - h_{\text{к}}'} = 1 - \frac{T_{\text{к}}(s_0 - s_{\text{к}}')}{h_0 - h_{\text{к}}'} \qquad (1.11)$$

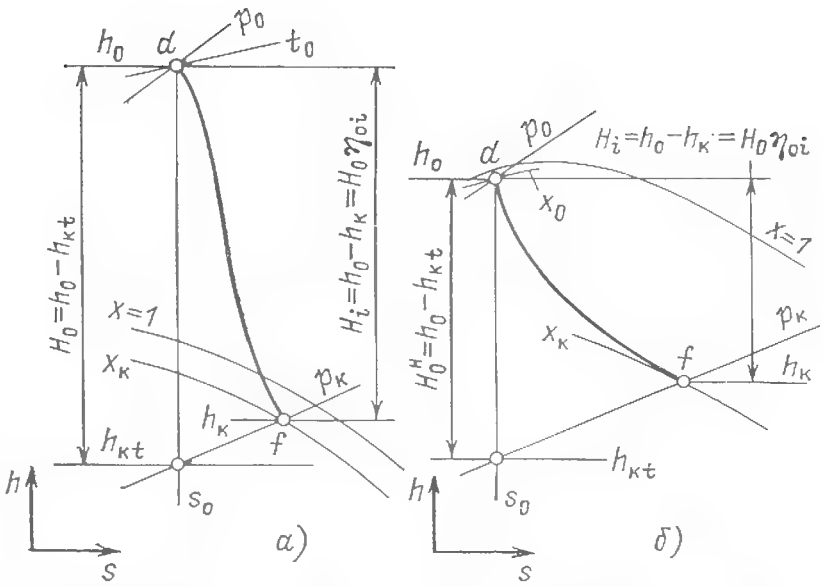


Рис. 1.5. Реальный процесс расширения пара в турбинах в h, s-диаграмме:

а — в турбине с начальным перегревом пара; *б* — в турбине насыщенного пара

или для турбоустановок насыщенного пара

$$\eta_t^{\text{н}} = \frac{H_0^{\text{н}}}{h_0'' - h_{\text{к}}'} = 1 - \frac{T_{\text{к}}(s_0'' - s_{\text{к}}')}{h_0'' - h_{\text{к}}'}. \qquad (1.12)$$

Если расширение заканчивается в области перегретого пара или рабочим веществом является газ, то для приближенного подсчета H_0 иногда можно воспользоваться уравнением идеального газа и написать

$$H_0 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} p_0 v_0 \left[(1 - (p_z/p_0)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \right], \qquad (1.13)$$

где $\varkappa$ — показатель изоэнтропы; p_z — давление в конце процесса расширения.

Как известно, термодинамически наиболее совершенным является цикл Карно, для которого КПД равен: $\eta_{\text{к}} = 1 - T_{\text{к}}/(T_0)_{\text{к}}$. Для любых циклов, например для цикла Ренкина, можно определить такую эквивалентную начальную температуру $T_{\text{э}} = (T_0)_{\text{к}}$, которая обеспечила бы η_t:

$$T_{\text{э}} = \frac{T_{\text{к}}}{1 - \eta_t}. \qquad (1.14)$$

На рис. 1.1,*б*, 1.2,*д*, 1.3,*г* показана эта эквивалентная температура $T_{\text{э}}$.

Пример 1.1 *. Подсчитать теоретический КПД нескольких циклов при $h_{\text{п.в}} = h'_{\text{к}}$. Принимаем везде $p_{\text{к}} = 4$ кПа.

а) Для цикла без промежуточного перегрева (см. рис. 1.1,*б*) при $p_0 = 13{,}0$ МПа и $t_0 = 560$ °С ($T_0 = 833{,}15$ К) находим по (1.10) и (1.11)

$$H_0 = h_0 - h'_{\text{к}} - T_{\text{к}}(s_0 - s'_{\text{к}}) = 3495{,}8 - 121{,}4 - 302{,}13(6{,}8389 - 0{,}4224) = 1496{,}3 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{H_0}{h_0 - h_{\text{к}}'} = \frac{1496{,}3}{3495{,}8 - 121{,}4} = 0{,}4434,$$

* Этот и последующие расчеты проводятся с точностью данных, приведенных в таблицах [29].

и тогда

$$T_э = \frac{T_к}{1-\eta_t} = \frac{302,13}{1-0,4434} = 542,8 \text{ К},$$

т. е. эквивалентная температура меньше начальной на 290 К.

б) Для цикла насыщенного пара ($x_0 \approx 1,0$) при $p_0 = 6,0$ МПа (рис. 1.2,*д*) по соотношению (1.10,*а*) находим

$$H_0^н = h_0'' - h'_к - T_к(s_0'' - s_к') = 2783,3 - 121,4 - 302,13(5,8878 - 0,4224) = 1010,6 \text{ кДж/кг}.$$

Термический КПД по (1.12):

$$\eta_t^н = \frac{1010,6}{2783,3 - 121,4} = 0,3797,$$

т. е. существенно, на $\Delta\eta/\eta_t = 0,144$ меньше, чем в первом случае.

Эквивалентная температура

$$T_э = \frac{T_к}{1-\eta_t^н} = \frac{302,13}{1-0,3797} = 487,1 \text{ К},$$

что на 62 К меньше начальной температуры $T_0'' = 548,7$ К.

в) Для цикла с промежуточным (газовым) перегревом пара при $p_0 = 13,0$ МПа и $t_0 = t_{пп} = 560$ °С характеристики основного цикла (*a'abcdea'* на рис. 1.3,*г*) будут такими же, как и для случая «а»: $\eta_t^I = 0,4434$, $T_э' = 542,8$ К.

Для дополнительного цикла при $p_{пп} = 0,2$ $p_0 = 2,6$ МПа (ee_1fge на рис. 1.3,*г*) термический КПД

$$\eta_t^{II} = 1 - \frac{302,13(7,4717 - 6,6389)}{3594,8 - 3015,4} = 0,5657.$$

Здесь h_1 и s_1 принимаются при параметрах пара в точке e_1 (см. рис. 1.3,*г*). Эквивалентная температура

$$T_э^{II} = \frac{302,13}{1-0,5657} = 695,7 \text{ К}$$

и на 153 К выше, чем для основного цикла.

Для всего цикла с промежуточным перегревом КПД определяем по соотношению (1.9)

$$\eta_t^{пп} = \frac{(3495,8 - 3015,4) + (3594,8 - 2251,2)}{(3495,8 - 121,4) + (3594,8 - 3015,4)} = 0,4613,$$

т. е. за счет промежуточного перегрева КПД идеального цикла повысился на $\Delta\eta^{пп}/\eta_t = 4,0$ %.

В действительности в турбине из-за потерь при расширении пара линия процесса отклоняется от изоэнтропы, как это показано на *h*, *s*-диаграмме на рис. 1.5,*а* и *б* линией *df*. Таким образом, энтальпия $h_к$ отработавшего пара оказывается выше, чем $h_{кt}$, а фактически используемый теплоперепад

$$H_i = h_0 - h_к$$

меньше располагаемого теплоперепада H_0.

Отношение использованного теплоперепада к располагаемому называется относительным внутренним КПД турбины:

$$\eta_{oi} = H_i/H_0. \qquad (1.15)$$

Отношение теплоты, превращенной в работу внутри турбины, к затраченной теплоте называется абсолютным внутренним КПД турбоустановки:

$$\eta_i = \frac{L_т}{q_1} = \frac{H_i}{h_0 - h_к'} = \frac{H_0}{h_0 - h_к'}\,\frac{H_i}{H_0} = \eta_t\eta_{oi}. \qquad (1.16)$$

Относительный внутренний КПД турбины может быть найден также сравнением мощности, развиваемой паром внутри турбины, и мощности идеальной машины. В самом деле, умножив числитель и знаменатель отношения (1.15) на массовый расход пара G, в числителе получим внутреннюю мощность, развиваемую турбиной, а в знаменателе — мощность идеальной турбины:

$$\eta_{oi} = H_iG/H_0G = P_i/P_0.$$

Точно так же абсолютный КПД может быть представлен как отношение внутренней мощности турбины к секундному расходу теплоты, подведенной к рабочему веществу, т. е.

$$\eta_i = H_iG/q_1G = P_i/Q. \qquad (1.16а)$$

Мощность, развиваемая паром внутри турбины, не вся передается приводимому агрегату (например, электрогенератору), так как часть ее $\Delta P_м$ расходуется на механические потери в подшипниках.

Эффективная мощность, развиваемая турбиной на муфте приводимой машины, меньше внутренней мощности и равна:

$$P_е = P_i - \Delta P_м.$$

Отношение эффективной мощности к внутренней называется механическим КПД агрегата:

$$\eta_м = P_е/P_i. \qquad (1.17)$$

Отношение эффективной мощности к мощности идеальной турбины называется относительным эффективным КПД агрегата:

$$\eta_{о.е} = P_е/P_0 = \eta_{oi}\eta_м, \qquad (1.18)$$

а отношение эффективной мощности к затраченной теплоте — абсолютным эффективным КПД турбоустановки:

$$\eta_е = \frac{P_е}{Q} = \eta_t\eta_{о.е}. \qquad (1.19)$$

Если паровая турбина служит для привода генератора электрического тока, то электрическая мощность $P_э$, отдаваемая с выводов генератора, меньше эффективной мощности $P_е$ турбины на величину потерь $\Delta P_{э.г}$ генератора:

$$P_э = P_е - \Delta P_{э.г}.$$

Таблица 1.1. **Классификация КПД и мощностей**

КПД	Относительный КПД	Абсолютный КПД турбинной установки	Мощность
Теоретический (при идеальной турбине)	1	$\eta_t = \frac{H_0}{h_0 - h'_k}$	$P_0 = GH_0$
Внутренний	$\eta_{oi} = H_i/H_0$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$P_i = GH_i = P_0 \eta_{oi}$
Эффективный	$\eta_{o.e} = \eta_{oi} \eta_м$	$\eta_e = \eta_t \eta_{o.e}$	$P_e = P_0 \eta_{o.e}$
Электрический	$\eta_{o.э} = \eta_{oi} \eta_м \eta_{э.г}$	$\eta_э = \eta_t \eta_{o.э}$	$P_э = P_0 \eta_{o.э}$

Отношение электрической мощности, отданной с выводов генератора, к эффективной мощности турбины называется КПД электрического генератора:

$$\eta_{э.г} = P_э/P_e. \qquad (1.20)$$

Отношение электрической мощности к мощности идеальной турбины называется относительным электрическим КПД турбоагрегата, включающего и турбину, и электрический генератор:

$$\eta_{o.э} = P_э/P_0 = \eta_{oi}\, \eta_м\, \eta_{э.г}. \qquad (1.21)$$

Отношение электрической мощности, выраженной в тепловых единицах, к затраченной в единицу времени теплоте называется абсолютным электрическим КПД турбоустановки:

$$\eta_э = P_e/Q = \eta_t \eta_{o.э}. \qquad (1.22)$$

Найденные выше соотношения для КПД, а также мощности сопоставим в табл. 1.1, относящейся к простой схеме установки с паровой турбиной без промежуточного перегрева (см. рис. 1.1,*а*, 1.2,*а*, *б*).

В практических расчетах мощность измеряется в ваттах (Дж/с). Связь между расходом пара G, кг/с, работой 1 кг пара и мощностью, измеренной в киловаттах, представится в виде

$$P_i = G\, H_i \cdot 10^{-3}. \qquad (1.23)$$

Если теплоперепад H_i выражен в кДж/кг, а мощность — в кВт, то секундный массовый расход пара через турбину составит:

$$G = P_i/H_i = P_i/H_0 \eta_{oi}.$$

Для конденсационных турбин в качестве показателя экономичности используется удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч:

$$d_э = 3600/H_0 \eta_{o.э}. \qquad (1.24)$$

Оценка экономичности конденсационных турбинных установок может производиться с помощью удельного расхода теплоты на выработанный 1 кВт·ч электроэнергии (на выводах генератора), который определяется по формуле

$$q_э = d_э (h_0 - h'_к) = 3600/\eta_э. \qquad (1.25)$$

Если расход теплоты выразить в кДж/с и подсчитать на 1 кВт, т. е. тоже на 1 кДж/с, то удельный расход теплоты будет безразмерной величиной

$$q_э = 1/\eta_э, \qquad (1.26)$$

равной обратной величине абсолютного электрического КПД.

Из выражения (1.22) для абсолютного электрического КПД турбинной установки видно, что доля теплоты, преобразованной в электрическую энергию, определяется произведением абсолютного КПД теплового цикла η_t и относительного электрического КПД турбоагрегата $\eta_{o.э}$.

Иногда подсчитывают абсолютный КПД турбинной установки нетто, вычитая из мощности агрегата мощность, не-

обходимую для привода питательного и других насосов:

$$\eta_э^{нетто} = \frac{P_э - P_н}{Q} = \eta_э \left(1 - \frac{P_н}{P_э}\right). \quad (1.27)$$

Часто учитывается мощность только одного питательного насоса.

В действительности в питательном насосе подведенная работа $P_н$ будет больше теоретической $P_{нt}$, т. е. разность энтальпий $h_{п.в} - h'_к$ должна учитывать потери в насосном агрегате. Внутренние потери в насосе, характеризуемые его относительным внутренним КПД $(\eta_{oi})_н$, означают, что

$$H_н = L_н = h_{п.в} - h_к' = \frac{(h_{п.в})_t - h_к'}{(\eta_{oi})_н} = \frac{(p_{п.в} - p_к)\, v'_к \cdot 10^3}{(\eta_{oi})_н}, \quad (1.28)$$

где $p_{п.в}$, $p_к$ и $v'_к$ — параметры воды.

Фактический напор насоса с учетом потерь давления во всем тракте должен на 25—45% превышать теоретически необходимый, т. е.

$$\frac{p_{п.в} - p_к}{p_0 - p_к} = 1{,}25 \div 1{,}45.$$

Если питательный насос имеет электрический привод, то его мощность

$$H_{н.э} = L_{н.э} = H_н / \eta_н \eta_{э.пр}, \quad (1.29)$$

где $\eta_{э.пр}$ — КПД этого привода, а $\eta_н$ учитывает все потери в насосе, в том числе и механические.

В формулу (1.27) для абсолютного КПД нетто следует подставлять мощность питательного насоса

$$P_н = G_в H_{н.э},$$

где в простейшем случае массовый расход воды $G_в$ равен расходу пара через турбину.

В мощных турбоустановках АЭС и ТЭС часто применяется паротурбинный привод питательного насоса в виде отдельной конденсационной паровой турбины, получающей пар, уже частично отработавший в основной (главной) турбине. При такой (или иной, подобной) схеме доля пара $\alpha_{0н}$, идущая на турбопривод, не полностью участвует в выработке электроэнергии, тогда

$$(\eta_э^{нетто})_{т.п} = \eta_э \left(1 - \frac{P_{н.э}}{P_э' - P_{н.е}}\right). \quad (1.30)$$

Здесь в отличие от формулы (1.27), где под $P_н$ подразумевалась электрическая мощность насосного агрегата, $P_{н.е}$ — его эффективная мощность. В соотношении (1.30) под $P'_э$ понимается условная мощность главной турбины, вырабатываемая без учета уменьшения, вызванного отбором пара на турбопривод.

Если известны потери в других элементах энергоблока, то определяется КПД всей электростанции (энергоблока) $\eta_{ст}$, который, как и КПД турбоустановки, может учитывать (КПД нетто) и не учитывать (КПД брутто) расход энергии на собственные нужды:

$$\eta_{ст}^{нетто} = \frac{P_э - P_{с.н}}{Q}, \quad (1.31)$$

где $P_{с.н}$ — мощность всех насосов и других агрегатов собственных нужд электростанции;

$$\eta_{ст}^{бр} = P_э / Q. \quad (1.32)$$

Подробные данные по отдельным составляющим потерь на электростанции приведены в [19]. Сведения по КПД турбоустановок имеются в гл. 6, § 10.5, в табл. 6.1.

Часто для АЭС, принимая во внимание, что основные потери возникают в турбоустановке, подсчитывают КПД энергоблока, понимая под величиной Q в соотношениях (1.31) и (1.32) тепловую мощность реактора $P_{тепл}$:

$$\eta_{ст}^{бр} \approx P_э / P_{тепл} \quad и \quad \eta_{ст}^{нетто} \approx (P_э - P_{с.н}) / P_{тепл}. \quad (1.32а)$$

Расход органического (на ТЭС) топлива B, кг/ч, при его теплоте сгорания $Q^р_н$, кДж/кг, равен:

$$B \approx P_э / Q_н^р \eta_{ст}^{нетто}. \quad (1.33)$$

Расход органического топлива принято выражать в единицах расхода условного топлива $B_у$, имеющего низшую теплоту сгорания $Q^р_н = 7000$ ккал/кг $= 29\,308$ кДж/кг, тогда

$$B_у = \frac{P_э}{29308 \eta_{ст}^{нетто}}. \quad (1.34)$$

Удельный расход условного топлива, г/(кВт·ч),

$$b_у = \frac{B_у}{P_э} \frac{123}{\eta_{ст}^{нетто}} = 123 q_э^{нетто}, \quad (1.35)$$

т. е. находится непосредственно по значению КПД электростанции нетто $\eta_{ст}^{нетто}$ или удельному расходу теплоты всей электростанции нетто $q_э^{нетто}$, кДж/кДж.

При проектировании электростанции, выборе оборудования, разработке турбинной установки и конструкции собственно турбины и сравнении вариантов основным показателем являются расчетные затраты в рублях на 1 кВт·ч. Расчетные затраты складываются из себестоимости отпущенной

электроэнергии и прибыли, пропорциональной капитальным вложениям. В свою очередь себестоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч), складывается из трех составляющих:

$$s_{э.э} = \frac{S_т + S_к + S_{экс}}{Э^{отп}_{год}}, \qquad (1.36)$$

где $S_т$ — топливная составляющая затрат; $S_к$ — составляющая, зависящая от капитальных вложений и пропорциональная стоимости электростанции; $S_{экс}$ — эксплуатационная составляющая; $Э^{отп}_{год}$ — годовой отпуск электроэнергии, кВт·ч.

Третье слагаемое в соотношении (1.36) относительно невелико. При выборе параметров, мощности, оборудования энергоблока большую роль играет соотношение между капитальной и топливной составляющими в стоимости электроэнергии. На тепловых электростанциях это соотношение определяется видом топлива, отдаленностью его добычи от места расположения электростанции, от параметров турбоустановки, числа часов работы в году $\tau_у$ и т. п. На большинстве крупных ТЭС, особенно расположенных в европейской части СССР, капитальная составляющая в 2—3 раза меньше топливной из-за высокой стоимости твердого топлива, добываемого шахтным способом, и отдаленности дешевых, открытых разработок угля.

На АЭС в настоящее время топливная составляющая относительно невелика, хотя она существенно зависит от типа реактора, его параметров, степени обогащения ядерного горючего. В среднем можно считать, что для АЭС отношение $S_к/S_т \approx 2 \div 2{,}5$. При этом может создаться неправильное представление о второстепенности вопросов тепловой экономичности для атомной энергетики. Следует, однако, помнить, что снижение КПД на атомных электростанциях означает недовыработку электроэнергии, которая должна покрываться либо тепловыми электростанциями, работающими на органическом, весьма дорогом (в СССР в европейской части, где строятся АЭС) топливе, либо новыми АЭС, стоимость установленного киловатта (капитальные вложения) которых относительно велика.

При решении технико-экономических задач, связанных с АЭС, следует учитывать, что увеличение единичной мощности реактора и всего блока заметно снижает удельные капитальные вложения. Так, например, увеличение $P_э$ блока с реакторами ВВЭР с 500 до 1000 МВт снижает удельные капитальные вложения примерно на 15—20%. Необходимо также учитывать снижение стоимости АЭС за счет совершенствования оборудования и удешевления строительства в связи с накоплением опыта и техническим прогрессом.

1.3. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЦИКЛА, РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ

Наивысшую экономичность, как указывалось, имеет цикл Карно, КПД которого определяется двумя параметрами рабочего вещества — температурами подвода и отвода теплоты, т. е.

$$\eta_К = 1 - \frac{T_к}{T_0} \qquad (1.37)$$

Поэтому, анализируя термодинамическую эффективность иного цикла, в частности рассмотренного выше цикла Ренкина, удобно заменить его эквивалентным циклом Карно. Заметим, что в установке, работающей водяным паром, отвод теплоты в конденсаторе влажного пара происходит при постоянной температуре $T_к$, что совпадает с условием цикла Карно. Подвод теплоты осуществляется на двух (цикл насыщенного пара, см. рис. 1.2,*д*) или на трех участках изобары, соответствующих нагреву питательной воды до температуры насыщения (линия *a b* в *T*, *s*-диаграмме рис. 1.1,*б*), испарению воды при постоянной температуре (участок *b c*) и подводу теплоты в зоне перегрева (участок *c d*) (см. рис. 1.1,*б*). Значения эквивалентной температуры $T_э$ для анализируемых циклов показаны на *T*, *s*-диаграммах (см. рис. 1.1,*а*, *г*, 1.2,*д*, 1.3,*г*) и подсчитаны в примере 1.1.

Рассмотрим влияние различных параметров теплового цикла на его экономичность.

Начальная (при p_0=const) температура перегретого пара. Если сравнить два цикла, отличающихся только температурой свежего пара, то очевидно, что КПД цикла с более высокой начальной температурой будет выше.

В конденсационных паровых турбинах процесс расширения заканчивается ниже пограничной кривой. Работа ступеней влажным паром, подробно рассмотренная в гл. 3, оказывается менее эффективной, чем перегретым паром. Поскольку повышение начальной температуры T_0 при неизменных начальном p_0 и конечном $p_к$ давлениях приводит к уменьшению влажности пара в последних ступенях, то оно вызывает увеличение не только термического η_t, но и относительного внутреннего КПД турбины η_{oi}.

Условия надежной работы металла элементов обрудования энергоблока при высоких температурах ограничивают начальную

температуру пара на ТЭС уровнем $t_0 = 535 \div 565$ °С. Примерно такие же значения температуры пара имеют некоторые АЭС с газоохлаждаемыми реакторами; несколько ниже (480—500 °С) начальная температура пара на АЭС с реакторами на быстрых нейтронах.

Начальное (при $t_0 = \text{const}$) давление пара. Изменение начального давления приводит к изменению температуры испарения воды и эквивалентной температуры цикла $T_э$. По мере увеличения начального давления эквивалентная температура цикла вначале возрастает и КПД растет, затем этот рост замедляется, и дальнейшее повышение давления сопровождается снижением $T_э$ и КПД цикла. Чем выше t_0, тем при более высоком p_0 достигается наивысшее значение η_t.

С увеличением p_0 при $t_0 = \text{const}$ возрастает влажность в конце процесса расширения пара в турбине, что приводит к снижению относительного внутреннего КПД турбины η_{oi}. Поэтому повышение начального давления обычно осуществляется одновременно с повышением начальной температуры пара.

Начальное давление насыщенного пара $p_{0s} = p''_0$. Если на входе в турбину пар насыщенный, что имеет место на большинстве АЭС с водохлаждаемыми реакторами, то термический (теоретический) КПД простого цикла, представленного на рис. 1.2,*д*, будет в зависимости от p_{0s} меняться согласно рис. 1.6 и достигать максимума примерно при $p_{0s} = 17 \div 18$ МПа. Поскольку относительный внутренний КПД турбины существенно зависит от влажности пара, а средняя влажность $y_{ср}$ будет увеличиваться с ростом начального давления, то абсолютный КПД турбоустановки η_i, представленный на том же рис. 1.6, будет наивысшим примерно при $p_{0s} = 11 \div 13$ МПа.

Однако на выбор давления p_{0s} для такого типа АЭС влияют в значительной степени такие факторы, как физико-технические свойства реактора, его стоимость, требуемая степень обогащения урана. Это в конечном итоге сказывается на приведенных затратах на выработку электроэнергии и на ресурсе реактора.

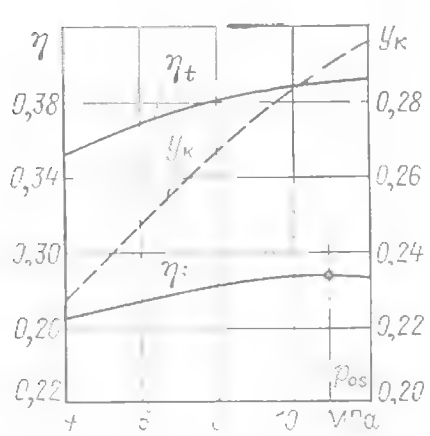


Рис. 1.6. Экономичность (η_t и η_i) и конечная влажность $y_к$ для простого цикла с турбиной насыщенного пара (см. рис. 1.2,*д*) в зависимости от начального давления p_{0s} (принято $p_к = 6$ кПа): — — — · — — $(p_{0s})_{опт}$.

С учетом всего сказанного *давление насыщенного пара на входе в турбину в АЭС с водоохлаждаемыми реакторами принимают* $p_{0s} = 4 \div 7.5$ МПа, причем в последние годы наблюдается тенденция к увеличению этого давления.

Начальное давление и начальный (на входе в турбину) перегрев пара для АЭС с реактором с водой под давлением. В наиболее распространенном случае, когда парогенератор не имеет водяного экономайзера и перегревателя, температура генерируемого насыщенного пара t_{0s} оказывается ниже температуры теплоносителя на выходе из парогенератора (на входе в реактор) $t_{1р}$ на величину $\Delta t^{мин}_{исп}$ (обычно $\Delta t^{мин}_{исп} = 10 \div 15$ °С). Поскольку нагрев теплоносителя в реакторе составляет $\Delta t_р = t_{2р} - t_{1р} = 25 \div 40$ °С, температура на выходе из реактора $t_{2р}$ оказывается выше температуры пара на входе в турбину t_0 на $\Delta t = \Delta t_р + \Delta t^{мин}_{исп} = 35 \div 55$ °С. Поэтому давление пара на входе в турбину p_0 ниже (на 5—7 МПа) давления воды на выходе из реактора p_0. Эта разница определяется величиной Δt_0 и превышением давления воды в реакторе над давлением насыщения теплоносителя (воды) и, следовательно, $t_{ps} - t_{2р}$.

В такой схеме парогенератора питательная вода, поступающая в парогенератор, смешивается с водой, находящейся внутри корпуса парогенератора, и нагревается до температуры насыщения t_{0s} в основном за счет конденсации некоторого количества пара. Практически при этом $t_0 = t_{0s} = \text{const}$ (см. линию *c a b* на рис. 1.7).

Если имеется выделенный водяной экономайзер, то процесс в парогенераторе изображается линией *c d b*. Теоретически при этом немного уменьшается $\Delta t^{мин}_{исп}$ и тем самым увеличиваются t_{0s} и p_0, однако практически этот выигрыш очень мал.

В таких двухконтурных схемах АЭС начальный перегрев пара на входе в турбину может быть достигнут:

а) при такой же температуре пара на входе в турбину t_0, как и в случае насыщенного пара. Тогда давление пара p_0 на входе в турбину должно быть снижено (см. линию *g h b* на рис. 1.7). Этот способ не нашел применения, так как уменьшается теплоперепад турбины $H^т_0$ и соответственно требуется больший расход G;

б) при том же давлении пара на входе в турбину, как и в случае насыщенного пара. Для требуемого при этом прямоточного па-

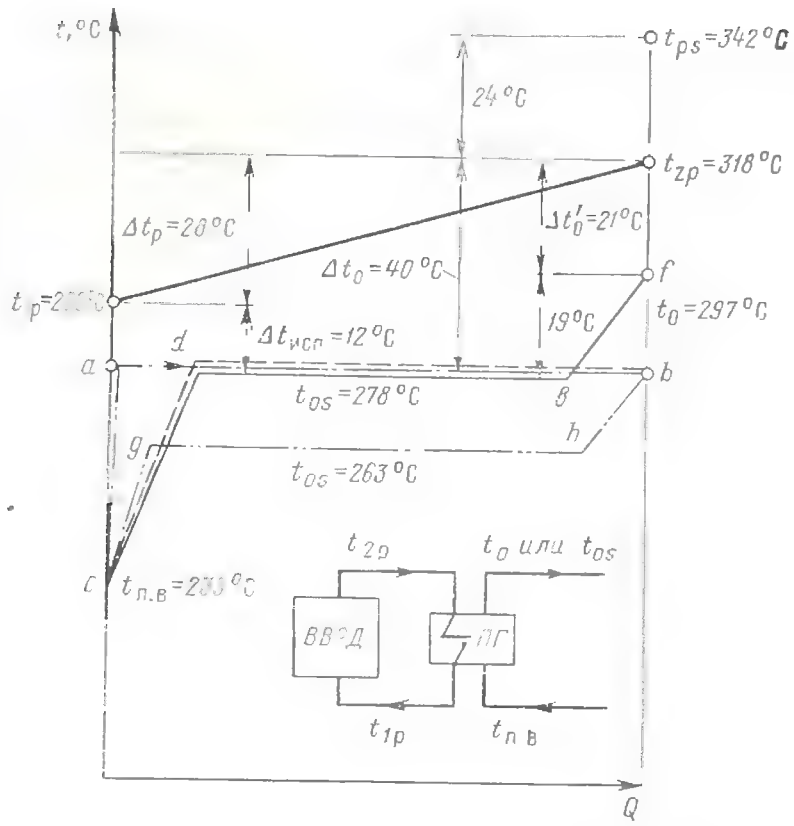


Рис. 1.7. Температурный график для двухконтурной схемы с реактором с водой под давлением (ВВРд) и парогенератором (ПГ):

Давление теплоносителя в реакторе P_p=15 МПа; —·—·— ПГ без экономайзера и перегревателя, p_0=6,2 МПа, $t_0=t_{0s}$=278 °C; — — — ПГ с экономайзером, но без перегревателя, p_0=6,2 МПа, $t_0=t_{0s}$=278 °C; ——— ПГ с экономайзером и перегревателем, p_0=6,2 МПа, $t_0=t_{0s}$+19 °C=297 °C; —··—··— то же, но p_0=4,9 МПа, $t_0=t_{0s}$+15 °C=278 °C

рогенератора с перегревателем температурный график на рис. 1.7 изображен линией *c d b f*.

Экономичность турбины при этом, естественно, будет выше, чем при насыщенном паре, появится ряд преимуществ в работе собственно турбины, повысится ее надежность. Даже небольшой начальный перегрев пара улучшает условия пуска турбины и ее работы при пониженной нагрузке (см. гл. 10), позволяет надежно контролировать состояние пара на входе в турбину. Недостатком такой схемы является удорожание парогенератора.

Следует иметь в виду (это относится к АЭС с водоохлаждаемыми реакторами любого типа), что значительная влажность на входе в турбину снижает КПД электростанции. Каждый процент начальной влажности Δy_0 ухудшает КПД турбоустановки на $\Delta\eta/\eta_э=0{,}2\div0{,}4\%$. Повышение начальной влажности может существенно снизить надежность ряда элементов турбины.

Давление в конце процесса расширения $p_к$. Отработавший в турбине пар направляется в конденсатор, где конденсируется. Процесс конденсации происходит при постоянном давлении и, следовательно, при постоянной температуре $T_к=T'_к$. Холодная вода, подаваемая в конденсатор, обеспечивает низкий уровень $T'_к$. Охлаждающая вода при прямоточном водоснабжении поступает из естественных водоемов (рек, озер). При оборотном водоснабжении вода, циркулирующая через конденсатор, охлаждается в градирнях или брызгальных бассейнах.

Чем меньше теплоперепад турбины $H^т_0$ и ниже начальная эквивалентная температура пара $T_э$, тем больше влияние конечного давления на экономичность турбоустановки. Следовательно, оно особенно велико для АЭС с турбинами насыщенного пара. Так, например, при определенных одинаковых условиях даже небольшое повышение конечного давления с $p_к$=3,5 кПа до 4 кПа означает для турбоустановки на p_0=24 МПа снижение КПД на $\Delta\eta/\eta_э\approx0{,}5\%$, а в случае насыщенного пара на входе в турбину и p_0=6 МПа—на $\Delta\eta/\eta_э\approx0{,}9\%$.

Из важных особенностей АЭС отметим, что месторасположение АЭС не связано с добычей топлива и поэтому может быть выбрано с учетом имеющегося достаточного резерва охлаждающей воды. Однако следует учитывать, что атомная энергетика развивается в районах с относительно большой плотностью населения, где обычно нет избытка воды. В то же время из-за уменьшенного почти вдвое теплоперепада по сравнению с турбинами высоких и особенно сверхкритических параметров пара при той же мощности для турбин насыщенного пара требуется примерно удвоенный расход пара и, следовательно, при тех же условиях вдвое больший расход охлаждающей воды.

Регенеративный подогрев питательной воды. Экономичность цикла Ренкина определяется потерей с теплотой охлаждающей воды, нагреваемой в конденсаторе. Если для каких-то целей использовать теплоту хотя бы частично отработавшего в турбине пара и тем самым уменьшить количество пара, поступающего в конденсатор $G_к$ (по сравнению с расходом пара, проходящим через турбину G_1), то уменьшатся потери теплоты, равные:

$$\frac{q_2}{q_1}=\frac{G_к\,(h_{кt}-h_к')}{G_1\,(h_0-h_{п.в})},$$

где $h_{кt}$ и $h'_к$—энтальпии пара на выходе из турбины и воды на выходе из конденсатора. В конечном итоге это повысит экономичность всей установки. Некоторое количество теплоты отработавшего пара может быть использовано для подогрева питательной воды. Конденсат отработавшего пара откачивается из конденсатора при температуре, равной температуре насыщения, отвечающей давлению в конденсаторе. В зависимости от давления $p_к$ эта температура составляет 20—40 °C.

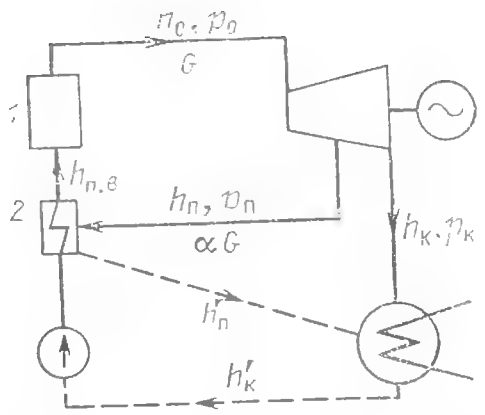


Рис. 1.8. Схема паротурбинной установки с одним подогревателем питательной воды:

1 — паропроизводящая установка (котел на ТЭС; реактор в одноконтурной схеме, парогенератор); *2* — регенеративный подогреватель

Вместе с тем температура t_{0s}, при которой происходит испарение воды в реакторе, или парогенераторе, или котле, отвечает начальному давлению p_0. В диапазоне начальных давлений от 4 до 22,13 МПа (до критического состояния) температура насыщения t_{0s} меняется от 250 до 374 °С.

Вместо того чтобы питательную воду нагревать в реакторе, парогенераторе или котле за счет теплоты топлива (ядерного или органического), можно использовать пар, отбираемый из промежуточной ступени турбины и уже совершивший определенную работу при расширении от начального состояния до давления в отборе. Таким образом, можно осуществить регенерацию теплоты, т. е. передать питательной воде часть теплоты, отдаваемой охлаждающей воде.

Питательная вода чаще всего подогревается в подогревателях поверхностного типа; при низком давлении пара применяются также смешивающие подогреватели. В качестве примера простейшей схемы регенеративного подогрева питательной воды на рис. 1.8 показана принципиальная схема установки с конденсационной турбиной и одним регенеративным подогревателем поверхностного типа. Питательный насос прокачивает воду, подаваемую в паропроизводящую установку, через трубки теплообменника, обогреваемые конденсирующимся паром из промежуточного отбора турбины. Образующийся конденсат греющего пара отводится в конденсатор. В поверхностном подогревателе питательная вода может быть нагрета до температуры, близкой к температуре насыщения греющего пара. Разность энтальпий конденсата греющего пара $h'_п$ и питательной воды $h_{п.в}$ на выходе из подогревателя составляет $\delta h = h'_п - h_{п.в}$. Если обозначить через α количество отбираемого пара, выраженное в долях от расхода пара, поступающего в турбину, и принять, что энтальпия воды на входе в подогреватель равна $h'_к$, то уравнение теплового баланса подогревателя запишется так:

$$\alpha (h_п - h_п') = h_{п.в} - h_к' = h_п' - \delta h - h_к',$$

где $h_п$—энтальпия греющего пара.

Отсюда доля отбираемого пара составит:

$$\alpha = \frac{h_п' - h_к' - \delta h}{h_п - h_п'}. \qquad (1.38)$$

Мощность, развиваемая отбираемым паром,

$$L_\alpha = \alpha (h_0 - h_п) = \frac{(h_п' - h_к' - \delta h)(h_0 - h_п)}{h_п - h_п'}. \qquad (1.39)$$

В реальном цикле температура питательной воды, определяемая технически возможной и целесообразной работой паропроизводящего устройства, выбирается на основе общих технико-экономических показателей всей электростанции. Так, например, на АЭС с реакторами ВВЭР и турбинами насыщенного пара при $p_0 = 6 \div 7$ МПа эта температура равна $t_{п.в} = 210 \div 230$ °С, на АЭС с реакторами РБМК—160÷195 °С, на ТЭС сверхкритического давления—265÷275 °С. Различно количество отборов пара и соответственно число подогревателей питательной воды $z_р$. Обычно в установках высоких параметров $z_р = 6 \div 9$, в установках насыщенного пара АЭС $z_р = 4 \div 8$. Окончательный выбор $z_р$ определяется технико-экономическим расчетом с учетом того, что чем больше $z_р$, тем выше выигрыш в экономичности, получаемой за счет регенеративного подогрева питательной воды. В зависимости от параметров пара, температуры питательной воды и других факторов регенеративный подогрев по сравнению с циклом без регенеративного подогрева дает приращение экономичности всей установки на $\Delta\eta/\eta_э = 10 \div 14\%$. Для циклов насыщенного пара с $p_0 = 6{,}5$ МПа, $t_{п.в} = 215$ °С и $z_р = 6$ изменение температуры питательной воды на 5 °С соответственно изменяет КПД АЭС на $\Delta\eta/\eta_э = 0{,}4 \div 0{,}5\%$, а уменьшение числа отборов с 6 до 5 ведет к снижению экономичности на $\Delta\eta/\eta_э \approx 0{,}3\%$.

Методика расчета тепловой схемы АЭС и ТЭС с учетом регенеративных отборов, реальных характеристик элементов тепловой схемы с целью определения КПД турбоустановки и расхода пара через турбину и отдельные ее отсеки детально изучается в общих курсах АЭС и ТЭС [19, 30]. Некоторые аспекты расчета схемы рассмотрены ниже в § 1.4 и гл. 9.

1.4. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ПЕРЕГРЕВ ПАРА И ВНЕШНЯЯ СЕПАРАЦИЯ

Одним из путей повышения экономичности цикла является промежуточный перегрев пара, осуществляемый в источнике

теплоты—реакторе, парогенераторе или котле. Рассмотрим такой цикл применительно к АЭС с газоохлаждаемым реактором. Схема такой АЭС показана на рис. 1.3,*в*, цикл, в *T*, *s*-диаграмме представлен на рис. 1.3,*г*.

Пар после расширения до давления p_1 в части высокого давления (ЧВД) турбины *5* направляется в промежуточный перегреватель *2*, где к пару дополнительно подводится теплота. Температура пара повышается со значения T_1 до $T_{пп}$, пар возвращается в турбину, в часть низкого давления (ЧНД), где расширяется до давления в конденсаторе $p_к$. Цикл в *T*, *s*-диаграмме можно рассматривать как сочетание основного цикла *a'abdea'* и дополнительного цикла *ee₁fge*. Допустим, что температура эквивалентного цикла Карно основного цикла равна $T_э$, а эквивалентная температура дополнительного цикла $(T_э)_{пп}$. Если последняя выше, чем температура $T_э$, то очевидно, что экономичность дополнительного цикла будет выше экономичности основного цикла и теоретический КПД всего цикла возрастает. Все это относится и к циклу ТЭС на сверхкритические параметры пара (см. рис. 1.1,*г*).

Повышение экономичности в установке с промежуточным перегревом пара происходит не только из-за увеличения КПД теплового цикла. Значительный дополнительный выигрыш возникает благодаря меньшей влажности в последних ступенях, что повышает относительный внутренний КПД турбины.

Абсолютный внутренний КПД турбоустановки с промежуточным перегревом можно написать так:

$$\eta_i^{пп} = \frac{(h_0 - h_{1t})\,\eta_{oi}^{I} + (h_{пп} - h_{кt})\,h_{oi}^{II}}{(h_0 - h_к') + (h_{пп} - h_1)}, \qquad (1.40)$$

где η_{oi}^{I}, η_{oi}^{II}—КПД частей высокого и низкого давления турбины; h_1—энтальпия пара при выходе из ЧВД.

Давление пара на линии промежуточного перегрева понижается из-за сопротивления его тракта. Эти потери приводят к уменьшению КПД. Поэтому стремятся снизить сопротивление тракта. Введение промежуточного перегрева приводит, естественно, к усложнению и удорожанию оборудования энергоблока.

Параметры, при которых производится промежуточный перегрев, осуществляемый в паропроизводящем аппарате, определяются, с одной стороны, максимально возможным дополнительным выигрышем в КПД турбоустановки, а с другой стороны, конструктивными особенностями турбины. Для ТЭС и АЭС с газоохлаждаемыми реакторами обычно $p_{пп}/p_0 = 0{,}2 \div 0{,}3$.

Паро-паровой промежуточный перегрев. На многих АЭС из-за невысокой температуры пара на выходе из реактора (в одноконтурных АЭС), из парогенератора (в двухконтурных АЭС с ВВЭР) или из теплообменника (в трехконтурных АЭС), а также из-за конструктивных особенностей этих аппаратов технически невозможно или нецелесообразно осуществлять промежуточный перегрев пара, используя для этого теплоту непосредственно ядерного горючего. Это относится практически ко всем АЭС с водоохлаждаемыми реакторами, когда на входе в турбину пар насыщенный или слегка перегретый, а также к новым АЭС с реакторами на быстрых нейтронах.

На АЭС с водоохлаждаемыми реакторами промежуточный перегрев осуществляется свежим паром и, естественно, температура перегрева $t_{пп}$ будет ниже начальной температуры пара t_0. При паро-паровом промперегреве эквивалентная температура $(t_0)_э$ дополнительного цикла в отличие от рассмотренного выше перегрева в установках высоких параметров будет ниже и поэтому *паро-паровой промперегрев* не повышает, а, наоборот, *снижает теоретический КПД всего цикла*. Применение его оправдано, главным образом, требованиями надежности, так как вследствие промперегрева понижается влажность пара в конце процесса расширения в турбине и тем самым удается избежать или, по крайней мере, уменьшить эрозионный износ лопаток последних ступеней. Другой причиной, оправдывающей применение такого промперегрева, может быть повышение относительного внутреннего КПД η_{oi} последующей (после промперегрева) части турбины вследствие уменьшения потерь от влажности. Однако поскольку перед промежуточным перегревом пар в таких турбинах влажный (влажность здесь составляет $y = 0{,}08 \div 0{,}14$), то затраты теплоты греющего пара на предварительную осушку основного потока пара и поверхности теплообмена в таком перегревателе окажутся настолько большими, что непосредственный промперегрев во влажно-паровых турбинах не выполняется. Он всегда сочетается с предварительной осушкой—сепарацией влаги основного потока в специальных сепараторах. Обычно в них (см. § 9.7) удается отделить бо́льшую часть влаги, и в последующий за сепаратором перегреватель пар поступает с влажностью, не превышающей $y = 0{,}01 \div 0{,}02$. Сочетание сепаратора и перегревателя часто называют СПП — сепаратором-пароперегревателем.

Цикл с турбиной насыщенного пара, внешней сепарацией и промежуточным перегревом представлен в *T*, *s*-диаграмме на рис. 1.9. На рис. 1.10 в *h*, *s*-диаграмме показаны процессы расширения пара в турбинах насыщен-

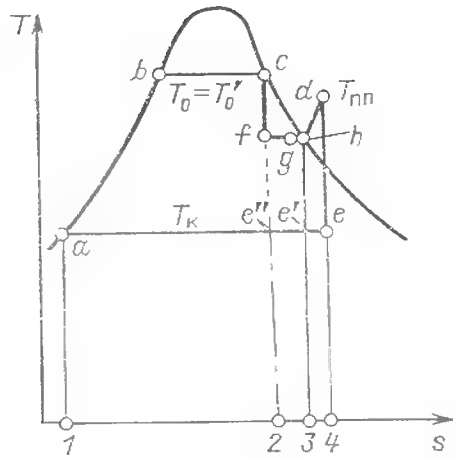


Рис. 1.9. *T*, *s*-диаграмма теоретического цикла насыщенного пара турбинной установки с сепарацией влаги и промперегревом:

Линия *cf* — изоэнтропийный процесс расширения пара в части высокого давления; линия *fg* — изобара подсушки пара в сепараторе; линия *ghd* — изобара подсушки пара и вторичного перегрева в промперегревателе; линия *de* — изоэнтропийный процесс расширения пара в части низкого давления турбины

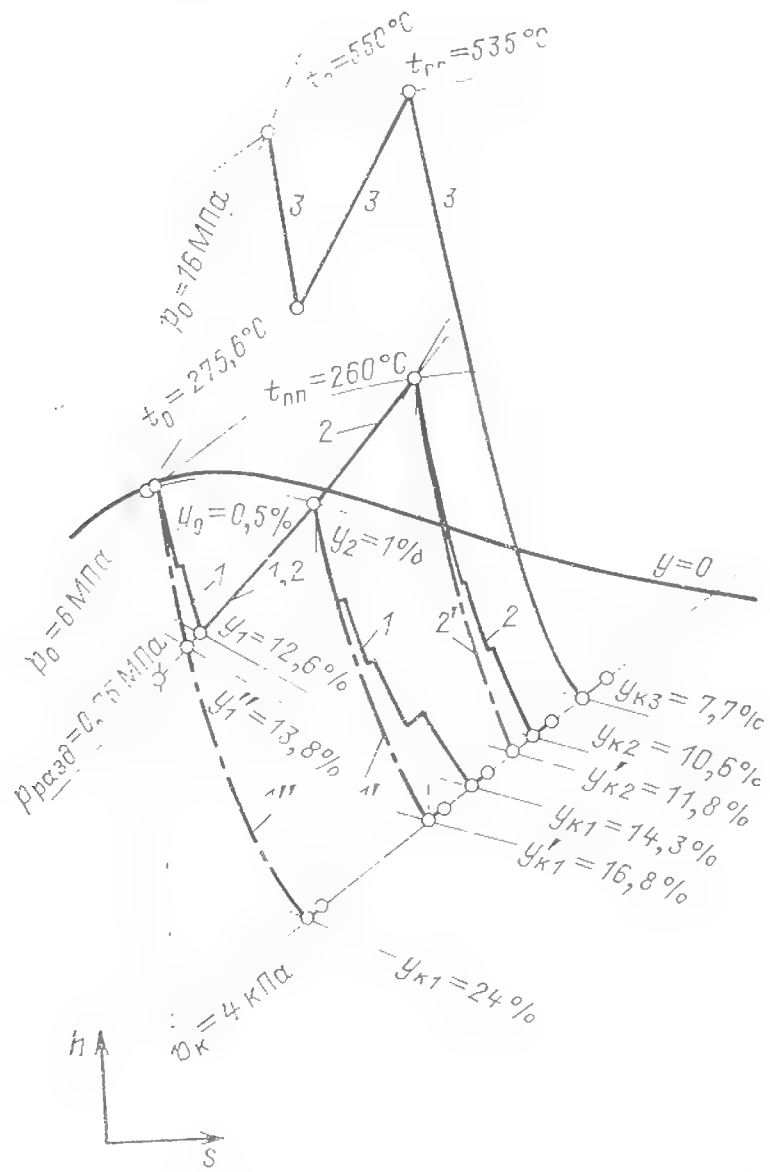


Рис. 1.10. Процесс расширения пара в турбинах в *h*, *s*-диаграмме:

1 и *1'* — в турбине насыщенного пара, p_0=6 МПа, y_0=0,5 %, $p_к$=4 кПа, с внешним сепаратором; *1''* — то же без внешнего сепаратора; *2* и *2'* — то же с внешним сепаратором и промперегревом до $t_{пп}$=260 °С; *3* — в турбине высоких начальных параметров пара, p_0=16 МПа, t_0=550 °С, с промежуточным перегревом до $t_{пп}$=535 °С; —·—·— процесс расширения пара в турбине с обычным влагоудалением в проточной части; —— процесс расширения пара в турбине с высокоэффективной системой влагоудаления, в том числе с внутриканальной сепарацией

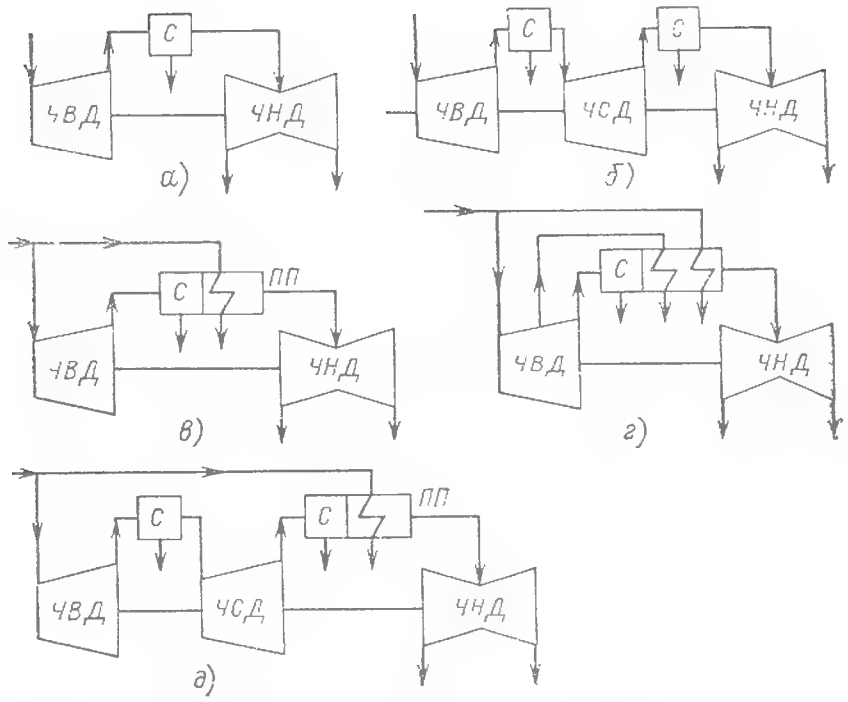


Рис. 1.11. Внешняя сепарация и промперегрев пара в турбинных установках насыщенного пара или с небольшим начальным перегревом:

а — одна ступень сепарации; *б* — две ступени сепарации; *в* — одна ступень сепарации и одноступенчатый перегрев паром начальных параметров; *г* — одна ступень сепарации и двухступенчатый перегрев паром отбора и паром начальных параметров; *д* — две ступени сепарации и одноступенчатый перегрев паром начальных параметров; *С* — сепаратор; *ПП* — пароперегреватель

ного пара и в турбине высоких параметров пара. Возможны и иные варианты выполнения турбоустановок с влажно-паровыми турбинами: с однократной сепарацией (без промежуточного перегрева), с двукратной сепарацией и другие, представленные на рис. 1.11. Давление пара между цилиндрами (частями) турбины, при котором производится внешняя сепарация, называется **разделительным**.

Для повышения температуры промперегрева $t_{пп}$ требуется увеличение поверхности теплообмена перегревателя и расхода греющего пара. Поэтому температура $t_{пп}$ выбирается, исходя из двух факторов:

допустимой в конце процесса расширения пара в турбине влажности по условиям эрозионной надежности рабочих лопаток. Эрозия в свою очередь зависит от конструктивных особенностей конкретной турбины (см. § 7.4);

КПД всей турбоустановки. Очевидно, что при специальных мероприятиях, позволяющих снизить потери, связанные с протеканием влажного пара, целесообразно понижать $t_{пп}$, ибо, как было сказано выше, промежуточный перегрев отрицательно сказывается на КПД цикла η_t и увеличивает стоимость всей турбоустановки, в первую очередь самого СПП.

Для конкретной тепловой схемы можно найти зависимость КПД турбоустановки $\eta_э$ от разделительного давления $p_{разд}$. Пример такой зависимости показан на рис. 1.12. Следует учитывать, что выигрыш $\Delta\eta/\eta_э$ и уточненное значение оптимального разделительного

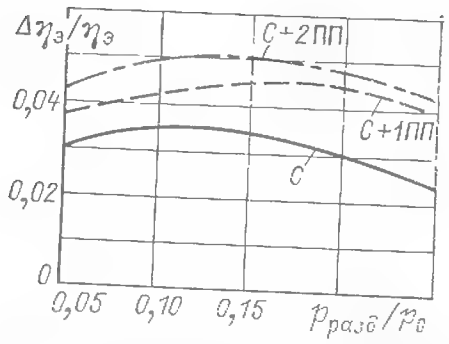


Рис. 1.12. Влияние относительного разделительного давления $p_{разд}/p_0$ на абсолютный КПД турбинной установки насыщенного пара $\eta_э$:

С—при однократной сепарации; *С+1ПП*—при одной ступени сепарации и одноступенчатом промперегреве; *С+2ПП* — то же при двухступенчатом промперегреве

давления $p_{разд}^{out}$ зависят от конкретной конструкции турбин и тех мероприятий, которые организованы для уменьшения вредного, снижающего КПД турбины η_{oi} влияния влажности.

При разделительном давлении, равном оптимальному или близкому к нему, внешняя сепарация повышает КПД всей установки на $\Delta\eta/\eta_э \approx 2 \div 3{,}5\,\%$. В сочетании с промежуточным перегревом этот выигрыш достигает $\Delta\eta/\eta_э = 3{,}5 \div 5\,\%$.

При выборе разделительного давления приходится учитывать конкретные особенности конструкции турбины, а также сепаратора и промперегревателя. Дело в том, что для нормальной работы сепаратора необходима определенная скорость проходящего через него пара. Очевидно, что чем ниже разделительное давление, т. е. чем больше объем этого пара, тем соответственно требуются бо́льшие поверхности сепаратора и перегревателя. Поэтому для уменьшения стоимости СПП целесообразно принимать разделительное давление несколько большим, чем термодинамически оптимальное согласно рис. 1.12. При этом, однако, увеличивается конечная влажность за турбиной, но уменьшается влажность в ЧВД, в ступенях, расположенных до сепаратора. В большинстве выполненных влажно-паровых турбин относительное разделительное давление $p_{разд}/p_0 = 0{,}1 \div 0{,}2$. Однако в ряде случаев требования унификации и использования готовых частей из ранее спроектированных турбин приводят к снижению разделительного давления до $P_{разд}/p_0 = 0{,}06$, что, естественно, сказывается на экономичности.

Пример 1.2. Рассчитаем изменение экономичности турбоустановки насыщенного пара в случае использования внешней сепарации при условиях ранее рассмотренного примера 1.1,*б*.

а) Сначала выполним расчет при КПД проточной части $\eta_{oi}^{I} = \eta_{oi}^{II} = 1$. Пусть сепарация производится при разделительном давлении $p_{разд} = 0{,}1$ $p_0 = 0{,}6$ МПа, а в сепараторе происходит полная подсушка пара ($y_{2c} = 0$). Потери давления в трактах учитывать не будем. Тогда абсолютный КПД турбоустановки

$$(\eta_t^{и})_c = \frac{H_0^{I} + x_2^{ЦВД} H_0^{II}}{h_0 - h_к'} = \frac{403{,}5 + 0{,}821 \cdot 720{,}3}{2783{,}3 - 121{,}4} = 0{,}3738.$$

Здесь $x_2^{ЦВД} = 0{,}821$ — сухость пара на выходе из ЦВД. Следовательно, расход пара после сепаратора, т. е. в ЦНД, будет составлять $G^{II} = 0{,}821 G^{I}$.

Если предположить, что сепарат закачивается в линию питательной воды с энтальпией $h_{2c}' = 670{,}4$ кДж/кг, то тогда КПД турбоустановки возрастет до значения

$$(\eta_t^{и})_c' = \frac{H_0^{I} + x_2^{ЦВД} H_0^{II}}{h_0 - x_2^{ЦВД} h_к' - (1 - x_2^{ЦВД}) h_{2c}'} =$$

$$= \frac{403{,}5 + 0{,}821 \cdot 720{,}3}{2783{,}3 - 0{,}821 \cdot 121{,}4 - 0{,}179 \cdot 670{,}4} = 0{,}3881;$$

б) При тех же условиях рассчитаем турбоустановку, в которой за сепаратором установлен перегреватель, где свежим паром производится перегрев до $t_{пп} = 250$ °С.

Сначала запишем тепловой баланс перегревателя (рис. 1.13,*а*):

$$(1 - \alpha_{пп}) G x_2^{ЦВД} (h_{пп} - h_{2c}') = \alpha_{пп} G (h_0 - h_0').$$

Отсюда определяем $\alpha_{пп}$ — долю греющего пара от всего пара, идущего на турбоустановку (как и в примере 1.1 рассматриваем простую схему без каких-либо отборов пара):

$$\alpha_{пп} = \left[1 + \frac{2783{,}3 - 1213{,}9}{0{,}821(2957{,}2 - 2756{,}4)}\right]^{-1} = 0{,}0950.$$

Не учитывая использования теплоты сепарата $h_{2c}' = 670{,}4$ кДж/кг и конденсата греющего пара $h_0' =$

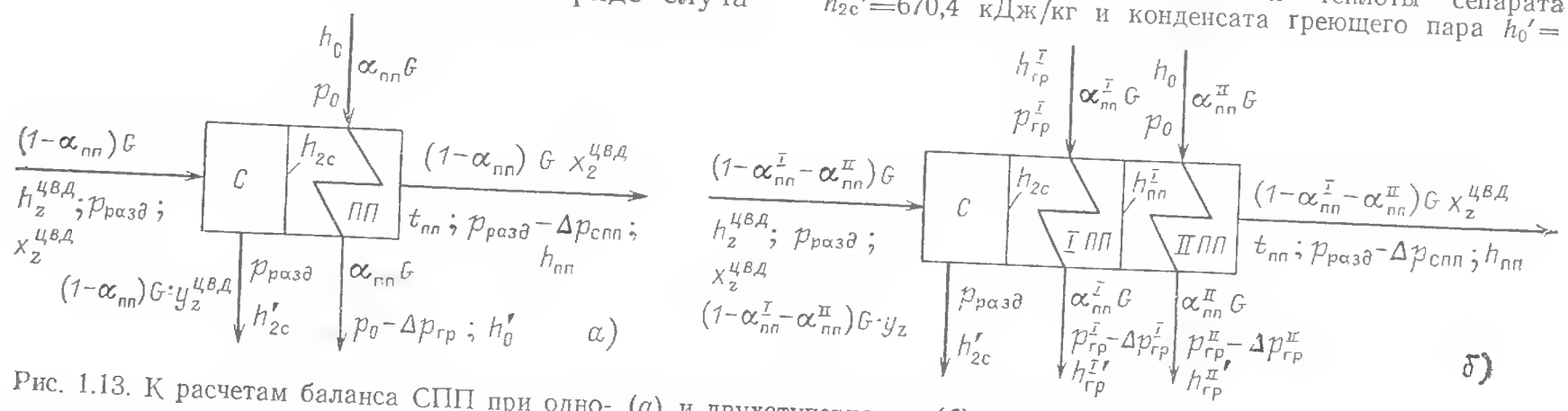


Рис. 1.13. К расчетам баланса СПП при одно- (*а*) и двухступенчатом (*б*) пароперегревателе

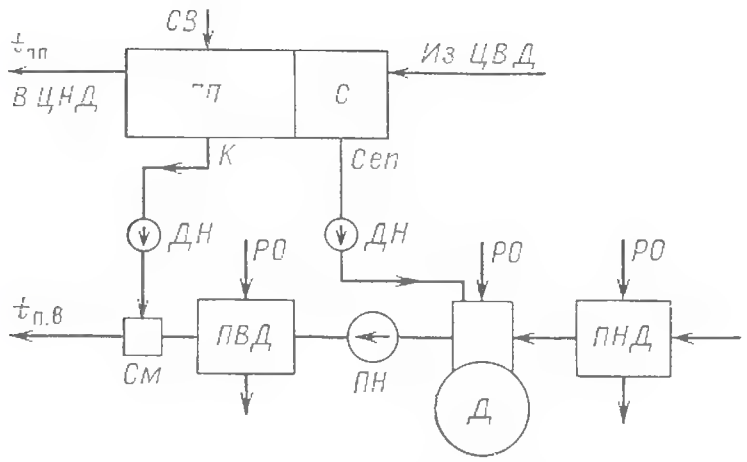


Рис. 1.14. Схема паротурбинной установки с одноступенчатым СПП и закачкой сепарата и конденсата греющего пара в линию питательной воды:

С—сепаратор; *ПП*—промперегреватель; *ПНД*—подогреватели низкого давления; *ПВД*—подогреватели высокого давления; *Д*—деаэратор; *ПН*—питательный насос; *См*—смеситель; *ДН*—дренажные насосы; *РО*—пар из отборов турбины; *СВ*—свежий пар; Сеп — сепарат; *К* — конденсат греющего пара ПП (см. гл. 9)

$=1213{,}9$ кДж/кг, найдем КПД турбоустановки:

$$(\eta_t^{н})_{СПП}=\frac{(1-\alpha_{пп})(H_0^{I}+x_2^{ЦВД}H_0^{II})}{h_0-h_к'}=$$

$$=\frac{(1-0{,}0950)(403{,}5+0{,}821\cdot 793{,}4)}{2783{,}3-121{,}4}=0{,}3587$$

С учетом этой теплоты (см. рис. 1.14) получим

$$(\eta_t^{н})'_{СПП}=$$

$$=\frac{(1-\alpha_{пп})(H_0^{I}+x_2^{ЦВД}H_0^{II})}{h_0-[x_2^{ЦВД}h_к'+(1-x_2^{ЦВД})h_{2c}'](1-\alpha_{пп})-h_0'(1-\alpha_{пп})}=$$

$$=0{,}3866.$$

В этих формулах h_0' и h_{2c}' — соответственно энтальпии воды при начальном и раздельном давлениях.

Как видно из приведенного примера и предыдущего анализа, в идеальном цикле, т. е. при $\eta_{oi}=1$, паро-паровой промежуточный перегрев термодинамически невыгоден. Рассмотрим теперь этот же цикл с учетом влияния влажности на КПД проточной части турбины, а также потерь давления в трактах. Регенеративный подогрев питательной воды и работу насосов, как и в примерах 1.1 и 1.2, не учитываем.

Пример 1.3. Рассчитаем эффективность трех вариантов цикла насыщенного пара при тех же условиях, что и в примере 1.2. Во всех вариантах для процесса расширения пара в турбине примем, что относительный внутренний КПД подсчитывается по формуле

$$\eta_{oi}=\eta_{oi}^{п.п}(1-0{,}8y_{ср}),$$

где $\eta_{oi}^{п.п}$ — КПД без учета влияния влажности; $y_{ср}$ — средняя влажность.

а) Цикл без сепарации и промперегрева, для которого принят КПД $\eta_{oi}^{п.п}=0{,}865$. Тогда по h, s-диаграмме $y_z=0{,}264$ (вариант, неосуществимый по условиям эрозионной надежности), $y_{ср}=0{,}5(y_0+y_z)=0{,}132$.

Использованный теплоперепад турбины

$$H_i=H_0\eta_{oi}^{п.п}(1-0{,}8y_{ср})=1010{,}6\cdot 0{,}865(1-0{,}8\cdot 0{,}132)=$$

$$=781{,}9\ кДж/кг.$$

КПД турбоустановки

$$\eta_i^{н}=\frac{781{,}9}{2783{,}3-121{,}4}=0{,}2937;$$

б) Цикл с внешней сепарацией. Примем для ПЦВД $\eta_{oi}^{пц}=0{,}90$, для ЦНД $\eta_{oi}^{п.п}=0{,}85$, потери давления в тракте сепаратора $\Delta p^{c}/p_{разд}=0{,}03$. Тогда $(H_i^{I})^{п.п}=403{,}5\cdot 0{,}90=363{,}2$ кДж/кг и $h_i^{п.п}=2420{,}1$ кДж/кг, при этом $y_{ср}=0{,}081$. Следовательно, $H_i^{I}=403{,}5\cdot 0{,}90(1-0{,}8\cdot 0{,}081)=339{,}6$ кДж/кг. По энтальпии $h_1=h_0-H_i^{I}=2443{,}7$ кДж/кг находим сухость пара перед сепаратором $x_2^{ЦВД}=0{,}851$.

Использованный теплоперепад ЦНД $H_i^{II}=715{,}8\times 0{,}85(1-0{,}8\cdot 0{,}079)=570{,}0$ кДж/кг, где $H_0^{II}=715{,}8$ кДж/кг с учетом Δp^{c}, а $(y_2^{II})=0{,}158$.

Без учета использования теплоты сепаратора $h_{2c}'=665{,}3$ кДж/кг определяем КПД турбоустановки:

$$(\eta_i^{н})_c=\frac{339{,}6+0{,}851\cdot 570{,}0}{2783{,}3-121{,}4}=0{,}3098,$$

а с учетом использования h_{2c}'

$$(\eta_i^{н})_c'=\frac{339{,}6+0{,}851\cdot 570{,}0}{2783{,}3-0{,}851\cdot 121{,}4-0{,}149\cdot 665{,}3}=0{,}3195;$$

в) Цикл с внешней сепарацией и с перегревом, осуществляемым свежим паром. Примем для ЦВД, как и в предыдущем варианте, $\eta_{oi}^{п.п}=0{,}90$, для ЦНД $\eta_{oi}^{п.п}=0{,}86$; дополнительные потери давления в перегревателе $\Delta p^{пп}/p_{разд}=0{,}01$; потери давления греющего пара $\Delta p^{гр}/p_0=0{,}02$.

Как и в случае «б», $H_i^{I}=339{,}6$ кДж/кг и $x_2^{ЦВД}=0{,}851$.

Аналогично примеру 1.2,*б* определяем долю свежего пара, требуемого для перегрева:

$$\alpha_{пп}=\left[1+\frac{2783{,}3-1212{,}9}{0{,}851(2958{,}1-2755{,}1)}\right]^{-1}=0{,}0991.$$

Здесь $h_0'=1212{,}9$ — энтальпия воды при $p=0{,}98p_0$; $h_{пп}=2958{,}1$ кДж/кг — энтальпия пара при $p=0{,}96p_{разд}$ и $t_{пп}$; $h_{2c}=2755{,}1$ кДж/кг — энтальпия сухого насыщенного пара при $p=0{,}97p_{разд}$. Располагаемый теплоперепад ЦНД $H_р^{II}=788{,}1$ кДж/кг, причем на область влажного пара приходится 502,6 кДж/кг. Тогда $(H_i^{II})^{п.п}=788{,}1\cdot 0{,}86=677{,}8$ кДж/кг и $y_2^{п.п}=0{,}157$.

Использованный теплоперепад ЦНД

$$H_i^{II}=788{,}1\cdot 0{,}86\left(1-0{,}8\frac{502{,}8}{788{,}1}\frac{0{,}157}{2}\right)=650{,}6\ кДж/кг.$$

Без использования теплоты сепарата $h_{2c}'=663{,}4$ кДж/кг и конденсата греющего пара $h_0'=1212{,}9$ кДж/кг КПД турбоустановки

$$(\eta_i^{н})_{СПП}=\frac{(1-0{,}0991)(339{,}6+0{,}851\cdot 650{,}6)}{2783{,}3-121{,}4}=0{,}3023.$$

При закачке сепарата и конденсата греющего пара в линию питательной воды КПД турбоустановки существенно возрастает:

$$(\eta_i^{н})'_{СПП}=\frac{(1-0{,}0991)(339{,}6+0{,}851\cdot 650{,}6)}{2783{,}3-0{,}9009(0{,}851\cdot 121{,}4+}\rightarrow$$

$$\rightarrow\frac{}{+0{,}149\cdot 663{,}4)-0{,}0991\cdot 121{,}9}=0{,}3244.$$

Таблица 1.2. **КПД простого цикла насыщенного пара при p_0=6,0 МПа, $p_{разд}$=0,6 МПа, $t_{пп}$=250 °С, $p_к$=4 кПа (к примерам расчета)**

Схема	Идеальный цикл ($\eta_{oi}=1$)		Реальный цикл	
	Без закачки	С закачкой	Без закачки	С закачкой
Без С и ПП	0,3797		0,2937	
С сепаратором	0,3738	0,3881	0,3098	0,3195
С СПП	0,3587	0,3866	0,3023	0,3244

Таким образом, в отличие от идеального цикла (при $\eta_{oi}=1$), даже без закачки сепарата и конденсата греющего пара в линию питательной воды внешняя сепарация и промежуточный перегрев повышают экономичность турбоустановки. Правда, в данном конкретном примере $(\eta_i^н)_с > (\eta_i^н)_{СПП}$. Однако при закачке в линию питательной воды наивысший КПД реального цикла отвечает турбоустановке, имеющей СПП. Результаты расчета примеров 1.1,*б*, 1.2 и 1.3 сведены в табл. 1.2.

Для реальных турбоустановок КПД будут отличаться от приведенных в табл. 1.2 из-за использования регенеративного подогрева питательной воды, иных КПД проточных частей турбины и численных значений коэффициента при подсчете потерь от влажности, других потерь давления, учета механических потерь, потерь в электрогенераторе, учета мощности различных насосов, в том числе питательных, конденсатных, для закачки сепарата и конденсата греющего пара и т. п.

Как и любой ступенчатый процесс подвода и отвода теплоты, промежуточный перегрев пара будет термодинамически более целесообразен, если его выполнить двухступенчатым. После сепаратора нагрев производится паром отбора (при давлении $p_{отб} \approx 0{,}5p_0$), а затем паром начальных параметров (см. рис. 1.11,*г*).

Двухступенчатый перегрев снижает потери в цикле от паро-парового промперегрева, при этом несколько уменьшается $p_{разд}^{опт}$ (см. рис. 1.12). Чем выше $t_{пп}$, тем более полога зависимость $\eta_э = f(p_{разд})$. Обычно отбор пара из ЦВД турбины для первой ступени перегрева выбирается так, чтобы нагрев пара был примерно одинаковым в обеих ступенях.

Следует отметить, что двухступенчатый перегрев усложняет как собственно перегреватель, так и тепловую схему турбины. Экономический выигрыш от использования сепаратора и перегревателя может зависеть от конструктивной схемы турбины, при этом меняется также и оптимальное разделительное давление.

В большинстве случаев двухступенчатый перегрев по сравнению с одноступенчатым дает дополнительный выигрыш в КПД установки $\Delta\eta/\eta_э = 0{,}3 \div 0{,}6\%$. Расчет баланса двухступенчатого СПП производится согласно схеме рис. 1.13,*б* или 9.13.

Каждому значению разделительного давления $p_{разд}$ соответствует оптимальная температура промперегрева $t_{пп}$: чем ниже $p_{разд}$, тем она меньше. В работающих и спроектированных влажно-паровых турбинах $t_{пп} = 220 \div 265$ °С.

Несмотря на термодинамическую нецелесообразность промежуточного перегрева в турбинах насыщенного пара и не меньший КПД всей турбоустановки при схеме с двумя внешними сепараторами (см. рис. 1.11,*б*), такое решение почти не нашло применения. Это объясняется конструктивными (требуется разделение турбины не на две, а на три части) и эксплуатационными причинами. Дело в том, что, как показал опыт работы АЭС, сепаратор является пока одним из наименее надежных элементов установки (см. § 10.4). В связи с неполадками в нем возможно существенное увеличение влажности на входе в последующие за сепаратором ступени турбины, которое в свою очередь может вызвать серьезную поломку лопаток турбины.

В то же время можно предполагать, что по мере создания надежных сепараторов, в том числе ступеней-сепараторов (см. § 3.6), и разработки эффективных мероприятий по борьбе с вредным влиянием влаги возможен переход к схемам с одной или двумя ступенями сепарации без промежуточного перегрева.

Трудности отладки и обеспечения эксплуатационной надежности мощных энергоблоков с реакторами на быстрых нейтронах, в частности парогенераторов (см. рис. 1.4), привели к тому, что вновь создаваемые АЭС этого типа проектируются на относительно невысокую температуру пара перед турбиной: $t_0 = 480 \div 495$ °С. При такой температуре и давлении $p_0 > 12$ МПа влажность пара в конце процесса расширения оказывается недопустимо большой, а КПД турбины невысоким. Поэтому такие энергоблоки проектируются с промежуточным перегревом (рис. 1.15,*а*).

В отличие от рассмотренных выше циклов ТЭС с промперегревом (см. рис. 1.1,*в*) и АЭС с газоохлаждаемыми реакторами (см. рис. 1.3,*в*), где температура промперегрева мало отличается от начальной, когда обычно

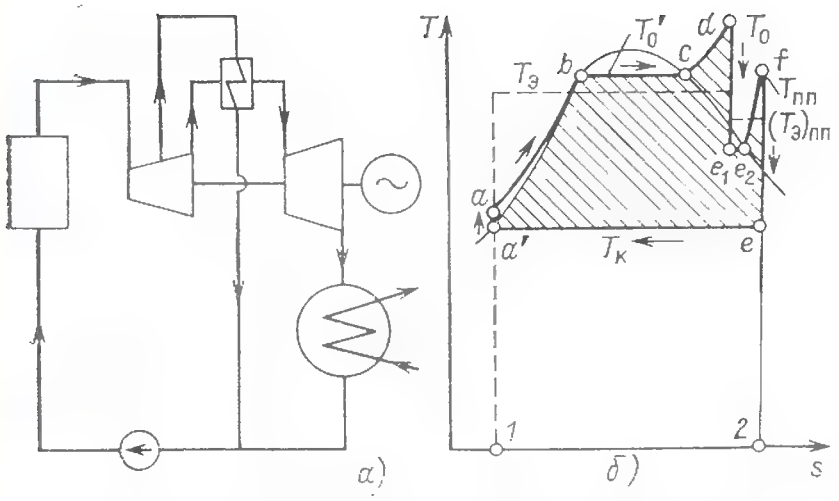


Рис. 1.15. АЭС с реактором на быстрых нейтронах:
а — принципиальная схема турбоустановки с паропаровым промперегревом; *б* — ее *T*, *s*-диаграмма

$t_{пп}=t_0\pm(15\div30\,°C)$, здесь $t_{пп}=220\div260\,°C$ (рис. 1.15,*б*), т. е. такая же, как и в установках с водоохлаждаемыми реакторами и влажно-паровыми турбинами. Очевидно, что для этого перегрева рационально использовать теплоту не свежего, а частично отработавшего в турбине пара при давлении $p^{III}_{отб}=4\div6$ МПа и соответственно при температуре 250—280 °С. Вторичный, промежуточный перегрев осуществляется при раздельном давлении $p_{разд}=0{,}4\div1{,}2$ МПа и выбирается в зависимости от конструкции турбины в результате технико-экономической оптимизации. Как и в случае водоохлаждаемых реакторов, для рассматриваемой схемы промежуточный перегрев термодинамически невыгоден (рис. 1.15,*б*), так как снижает термический КПД η_t.

1.5. КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Наряду с потребителями электрической энергии почти всегда имеются также и потребители теплоты. К ним относятся системы отопления, горячего водоснабжения, тепличные хозяйства, а также различные технологические установки, служащие для подогрева, варки и сушки материалов, для опреснения морской воды. Расход теплоты на отопление в большой степени зависит от времени года, достигает максимальной величины в наиболее холодные зимние месяцы и почти полностью исчезает в летнее время. Промышленные потребители обычно нуждаются в теплоте в течение всего года. Большое экономическое преимущество может быть достигнуто при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты. При этом в реакторе, котле или парогенераторе вырабатывается пар повышенного давления, который направляется в турбину, где расширяется только до давления, необходимого тепловому потребителю. Конденсируясь в технологических аппаратах нагрева или сушки, пар отдает скрытую теплоту парообразования и в виде конденсата полностью или частично возвращается на электростанцию.

Сопоставим в *T*, *s*-диаграмме тепловые процессы конденсационной турбины и турбины с противодавлением (рис. 1.16). Поскольку потребители теплоты используют пар с повышенной температурой, давление пара, покидающего турбину с противодавлением, обычно превышает атмосферное давление и отвод теплоты происходит на более высоком, чем в конденсационной турбине, температурном уровне a_1e_1. Поэтому работа 1 кг пара в турбине с противодавлением меньше, чем в конденсационной турбине, как это легко заметить, сопоставляя площади $a_1bce_1a_1$ и $abcea$, эквивалентные теплоте, которая может быть превращена в работу в обеих установках. Однако в конденсационной установке теплота отработавшего пара, эквивалентная площади $1ae21$ и равная $T_к(s_2-s_1)$, отводится с охлаждающей водой и теряется, в то время как в установке, обслуживающей тепловых потребителей, теплота отработавшего пара, эквивалентная площади $1_1a_1e_121_1$ и равная $T_п(s_2-s_{11})$, может быть в значительной степени использована. Иначе говоря, вместо того чтобы вырабатывать электроэнергию на конденсационной станции, отдающей до 60—65% теплоты охлаждающей воде конденсаторов, и, кроме того, сжигать топливо для удовлетворения нужд тепловых потребителей (раздельная выработка электрической и тепловой энергии, рис. 1.17,*а*), можно при комбинированной выработке использовать почти всю теплоту, соответственно эквивалентную почти всей площади $a_1bc21_1a_1$. При этом теплота, эквивалентная площади $a_1bce_1a_1$, используется для выработки электроэнергии, а теплота, изображаемая площадью $1_1a_1e_121_1$, передается тепловому потребителю.

В большинстве случаев электрическая энергия, которую целесообразно вырабаты-

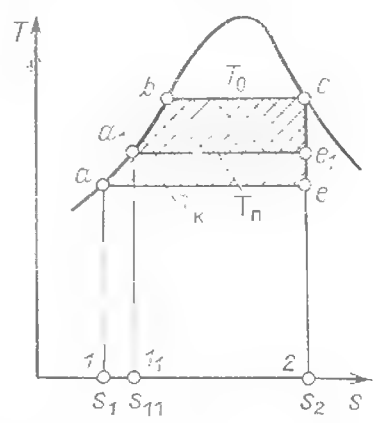


Рис. 1.16. Сравнение идеальных циклов насыщенного пара в *T*, *s*-диаграмме для конденсационной турбины и турбины с противодавлением

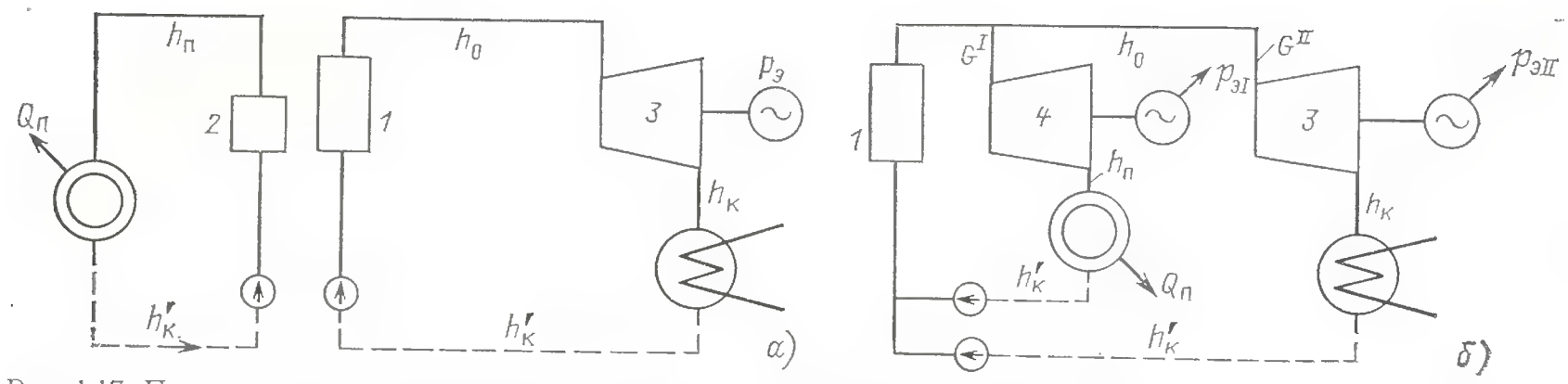


Рис. 1.17. Принципиальные схемы выработки электрической и тепловой энергии:
а — раздельная выработка; *б* — комбинированная выработка; *1*, *2*—парапроизводящий аппарат (реактор, парогенератор, котел), *3* — конденсационная турбина; *4* — трубина с противодавлением

вать в электрогенераторе, приводимом турбиной с противодавлением, не покрывает всей потребности района. Поэтому кроме установок, отработавший пар которых направляется к тепловым потребителям, приходится также иметь чисто конденсационные установки. Однако чем больше электроэнергии вырабатывается при таком сочетании турбоагрегатом с противодавлением, тем меньше необходимая мощность конденсационных установок и тем меньше теплоты отдается охлаждающей воде.

Для того чтобы оценить выигрыш при комбинированной выработке энергии, сравним установки, принципиальные схемы которых показаны на рис. 1.17,*а* и *б*.

На рис. 1.17,*а* представлены две установки, в которых раздельно вырабатывается электроэнергия генератором, приводимым конденсационной турбиной, а выработка теплоты обеспечивается самостоятельным реактором.

На рис. 1.17,*б* представлена схема установки для комбинированной выработки теплоты и электрической энергии. Установка состоит из турбины с противодавлением, отработавший пар которой отводится к тепловому потребителю, и конденсационной турбины. Пар к обеим турбинам подается из одного источника (реактора, парогенератора).

Допустим, что требуется обеспечить электрическую мощность $P_э$ и снабдить потребителя теплотой $Q_п$. Рассмотрим, в какой из двух установок, представленных на схемах рис. 1.17, затраты теплоты окажутся меньшими. Соответствующие использованные теплоперепады для турбины с противодавлением и для конденсационной турбины обозначим $H^I_i = h_0 - h_п$ и $H_i^{II} = h_0 - h_к$. При сравнении вариантов примем, что энтальпия воды на входе в источник пара в обеих установках одинакова и равна $h'_к$. Для упрощения последующих расчетов заметим, что электрической мощности $P_э$ соответствует внутренняя мощность

$$P_i = P_э / \eta_м \eta_{э.г},$$

Тогда расход теплоты при раздельной выработке будет равен:

$$Q^{разд} = G^{разд}(h_0 - h_к') + Q_п = \frac{P_i}{H_i^{II}}(h_0 - h_к') + Q_п = \frac{P_i}{\eta_i} + Q_п,$$

где $G^{разд}$—расход пара на конденсационной электростанции.

При комбинированной выработке энергии для турбин с противодавлением и конденсационной потребуются расходы пара G^I и G^{II} соответственно. Мощность этих турбин будет

$$P_i = P_i^I + P_i^{II} = G^I H_i^I + G^{II} H_i^{II},$$

откуда расход пара через конденсационную турбину G^{II} найдется из выражения

$$G^{II} = \frac{P_i}{H_i^{II}} - G^I \frac{H_i^I}{H_i^{II}}. \qquad (1.41)$$

Тогда расход теплоты при комбинированной выработке энергии (рис. 1.17,*б*) будет равен:

$$Q^{комб} = (G^I + G^{II})(h_0 - h_к') = \left[\frac{P_i}{H_i^{II}} + G^I\left(1 - \frac{H_i^I}{H_i^{II}}\right)\right](h_0 - h_к'). \qquad (1.42)$$

Подставляя величину G^I, определяемую в зависимости от количества теплоты $Q_п$, требуемого потребителем,

$$G^I = \frac{Q_п}{h_п - h_к'},$$

найдем

$$Q^{комб} = \frac{P_i}{\eta_i} + Q_п \frac{h_0 - h_к'}{h_п - h_к'}\left(1 - \frac{H_i^I}{H_i^{II}}\right). \qquad (1.43)$$

Экономия теплоты, достигнутая при комбинированной выработке энергии, составит:

$$\Delta Q = Q^{разд} - Q^{комб} = Q_п \frac{H_i^I}{h_п - h_к'}\left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right). \qquad (1.44)$$

Таким образом, *комбинированная выработка энергии всегда термодинамически выгодна.*

Экономия при комбинированной выработке энергии может быть выражена в долях от количества теплоты, отдаваемой тепловому потребителю:

$$\xi^{комб} = \frac{\Delta Q}{Q_п} = \frac{H_i^I}{h_п - h_к'}\left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right) = \chi\left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right), \quad (1.45)$$

где

$$\chi = \frac{H_i^I}{h_п - h_к'} = \frac{H_i^I G^I}{(h_п - h_к')\, G^I} = \frac{P_i^I}{Q_п}, \quad (1.46)$$

Коэффициент χ характеризует мощность, выработанную на базе теплового потребления.

Из формулы (1.45) видно, что экономия в расходе теплоты в первую очередь зависит от коэффициента χ. Кроме того, на $\xi^{комб}$ влияет абсолютный КПД конденсационной установки.

Все вышесказанное об экономической целесообразности комбинированной выработки теплоты и электроэнергии и экономии в расходе теплоты в равной мере относится к электростанциям на органическом (ТЭЦ) и ядерном топливе (АТЭЦ). Однако для АТЭЦ имеется ряд особенностей и специфических требований.

1. Пар и горячая вода, поступающие тепловому потребителю с АТЭЦ, не должны содержать радиоактивных примесей.

2. Для обеспечения радиационной безопасности должны быть выдержаны санитарные нормы по допустимому расстоянию от АТЭЦ до потребителей (предприятий, населенных пунктов).

3. Если надежность электроснабжения определяется работой энергосистемы в целом, то бесперебойность в подаче тепловой энергии зависит обычно от одной электростанции, к которой подключен потребитель. Недопустимо, в частности, прекращение снабжения потребителя тепловой энергией при перегрузке топлива в реакторе.

4. В связи с существенно большей, чем для ТЭЦ, зависимостью стоимости оборудования, строительных работ и защиты от единичной мощности блока АТЭЦ предпочтительнее ТЭЦ при существенно большем расчетном отпуске теплоты—более 5000—7000 ГДж/ч.

5. Ввиду существенно большей составляющей капитальных вложений и меньшей топливной составляющей в стоимости вырабатываемой энергии на атомной электростанции по сравнению с ТЭЦ для АТЭЦ предпочтительна работа реактора с максимальной тепловой мощностью. В связи с этим может оказаться целесообразным специфический режим работы турбин АТЭЦ—с примерно постоянным, наибольшим расходом свежего пара и переменной электрической мощностью, зависящей от тепловой нагрузки, по крайней мере, в довольно широком диапазоне режимов. Отметим, что на ТЭЦ, наоборот, в широком диапазоне режимов электрическая и тепловая нагрузки независимы.

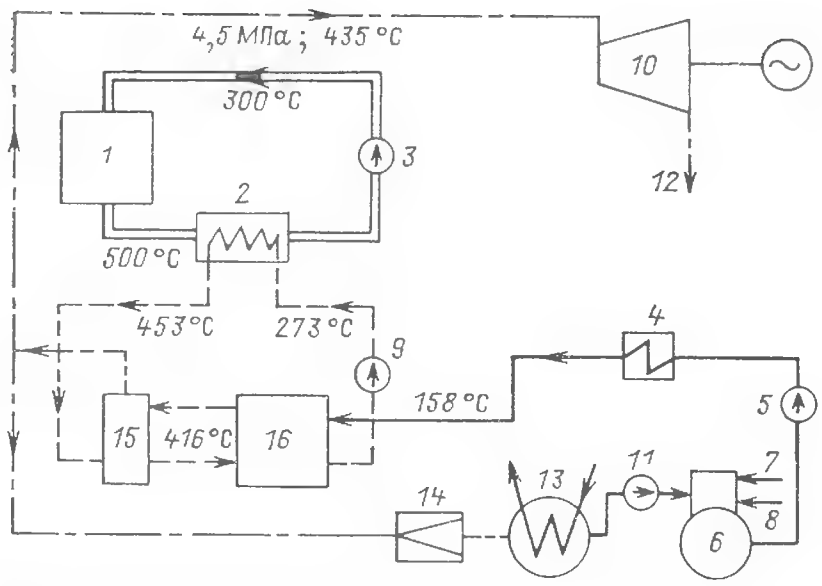


Рис. 1.18. Тепловая схема АЭС с комбинированной выработкой теплоты и электроэнергии (АЭС в г. Шевченко):

——— — Na первого контура; — — — — Na промежуточного контура; — · — · — — водяной пар; ——— — питательная вода (конденсат); *1* — реактор БН-350; *2* — теплообменник промежуточного контура; *3* — насос первого контура; *4* — регенеративный подогреватель; *5* — питательный насос; *6* — деаэратор; *7* — подпитка воды из опреснительной установки; *8* — конденсат из опреснительной установки; *9* — насос промежуточного контура; *10*—паровая турбина с противодавлением (3×50 МВт); *11* — конденсатный насос; *12* — пар. направляемый в опреснительную установку; *13* — технологический конденсатор; *14* — редукционно-охладительная установка; *15* — пароперегреватель; *16* — испаритель

Для АТЭЦ может использоваться любой тип реактора. Естественно, что каждая схема АТЭЦ, отвечающая требованиям, связанным с типом реактора, имеет свои особенности и по контуру внешнего теплового потребителя. Так, одноконтурные схемы АТЭЦ требуют выполнения промежуточного контура по сетевой (направляемой тепловому потребителю) воде. С этих позиций предпочтительнее двухконтурные схемы, в которых относительно просто организуется защита от попадания радиоактивных примесей в тепловую сеть. Особенно легко обеспечивается эта защита на АТЭЦ с газоохлаждаемыми реакторами, где давление теплоносителя ниже давления пара на входе в турбину, при этом возможен отпуск пара непосредственно из отборов турбины.

В СССР длительное время успешно работают АТЭЦ небольшой мощности в Билибино и двухцелевая АЭС, в чистом виде использующая принцип комбинированной выработки, в г. Шевченко с реактором на быстрых нейтронах БН-350. Тепловая схема в г. Шевчен-

ко представлена на рис. 1.18. В третьем контуре пар после перегревателя поступает при p_0=4,5 МПа и t_0=435 °С к трем турбинам с противодавлением $p_п$=0,6 МПа общей мощностью 150 МВт, после чего направляется в опреснительные установки.

Дополнительной особенностью АТЭЦ является необходимость сокращения расхода металла на трубы (тепловые сети) между АТЭЦ и потребителем. В связи с бо́льшим, чем для ТЭЦ, отдалением электростанции от потребителя заметно увеличивается протяженность тепловых сетей. Для уменьшения диаметра тепловых сетей может оказаться предпочтительным при той же тепловой нагрузке уменьшить расход сетевой воды, а тем самым диаметр трубопроводов, повысив температуру сетевой воды, что в свою очередь потребует повышенного давления отбираемого пара.

Теплофикационные турбины АТЭЦ по своей конструкции отличаются от турбин АЭС и турбин ТЭЦ, при этом возможны и разрабатываются различные схемы и конструктивные решения. Этот вопрос рассматривается в гл. 6. Будет также широко использоваться и другой способ комбинированной выработки на АЭС, когда в конденсационной турбине предусмотрены нерегулируемые, т. е. меняющиеся пропорционально мощности агрегата, отборы пара для внешнего теплового потребителя. Включая или отключая один из таких отборов, питающих многоступенчатую (двух- или трехступенчатую) систему сетевых подогревателей, получаем не плавно, как на АТЭЦ, а ступенчато меняющуюся тепловую нагрузку. Так, при электрической мощности турбоагрегата $P_э$=1000 МВт внешняя (нерегулируемая или ступенчаторегулируемая) тепловая нагрузка может доходить до 1500—4500 ГДж/ч. Возможно и такое использование этого типа турбины, когда и электрическая, и тепловая нагрузки энергоблока, которые взаимозависимы, будут меняться в небольших пределах, а пики тепловой нагрузки воспримет находящаяся рядом ТЭЦ или АТЭЦ [3].

Глава вторая

ТЕЧЕНИЕ ОДНО- И ДВУХФАЗНЫХ СРЕД В ТУРБИННЫХ РЕШЕТКАХ

2.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ОДНО- И ДВУХФАЗНЫХ СРЕД

Основы гидрогазодинамики одно- и двухфазных сред и некоторые прикладные вопросы, относящиеся к турбомашинам, рассматриваются в ряде книг, в том числе и в учебниках [6, 32, 44]. Ниже приводятся уравнения, необходимые для расчета и проектирования турбинных решеток (из которых формируется турбинная ступень) и других элементов турбины и турбоустановки, при этом главное внимание уделяется сложному случаю—течению двухфазной среды. Учитывается, что для последующего расчета элементов турбин, работающих во влажном паре, т. е. в двухфазной среде, необходимы обобщенные, а в ряде случаев упрощенные зависимости. Вывод этих зависимостей базируется на основных уравнениях механики жидкости—уравнениях состояния, неразрывности, сохранения количества движения, сохранения энергии.

Для большинства практических расчетов течение среды предполагается стационарным, установившимся, т. е. принимается, что все параметры потока не меняются во времени. Исключения из этого упрощенного понимания процесса будут ниже специально оговорены. Часто, а как первое приближение — всегда, течение предполагается одномерным. В то же время в данной главе ряд зависимостей представлен в полной форме, учитывающей изменение параметров во времени τ. Хотя многие, в том числе и приведенные в этой главе уравнения при этих предположениях достаточно строги, однако, учитывая значительную гидрогазодинамическую сложность реальных потоков (существенное изменение параметров в пространстве, нестационарность и пульсации скоростей, давлений и температур, сложные взаимодействия фаз и т. д.), для определения действительного характера течения приходится использовать в широких масштабах результаты экспериментальных исследований. Поэтому применяется сочетание опытных коэффициентов и упрощенного математического аппарата, что позволяет в конечном итоге получить достаточно достоверный результат.

Уравнение состояния

Взаимосвязь между параметрами для водяного пара устанавливается, как правило, с помощью таблиц термодинамических свойств [29] или различных диаграмм, наиболее часто h, s-диаграммы. Это связано с тем, что уравнения состояния для реальных газов и паров, особенно в области двухфазно-

го состояния, являются довольно сложными и неудобными для практических расчетов, в некоторых случаях даже при использовании ЭВМ. Следует подчеркнуть, что таблицы и диаграммы отражают взаимосвязи между параметрами только при равновесном состоянии среды. В быстротечных процессах эти соотношения, как будет показано в § 2.2, могут существенно нарушаться.

Для идеального газа используется уравнение состояния в виде

$$pv=RT; \quad p=\rho RT, \tag{2.1}$$

где R—газовая постоянная, которая зависит только от свойств газа; $\rho=1/v$—плотность среды.

Для пара приближенно справедливы уравнения

$$h=\frac{\varkappa}{\varkappa-1}pv+\text{const}; \; h=\frac{\varkappa}{\varkappa-1}p/\rho+\text{const}. \tag{2.2}$$

Показатель изоэнтропы $\varkappa$ для перегретого водяного пара меняется в пределах $\varkappa=1{,}26\div1{,}33$ (часто принимают $\varkappa=1{,}3$), а для сухого насыщенного водяного пара $\varkappa=1{,}135$.

При выводе основных уравнений сохранения применительно к двухфазной среде используются те или иные упрощения реальной картины течения, которые, однако, должны учитывать принципиальную разрывность среды и происходящие в ней процессы массообмена, обмена энергией и количеством движения.

Ниже предполагается, что каждая из фаз равномерно распределена в выделенном объеме и является сплошной. Фиктивная среда, будучи эквивалентна исходной, состоит из непрерывной паровой и жидкой фаз, для которых можно применить аппарат дифференциального исчисления.

Следует подчеркнуть, что выбор такой модели является условным, поскольку решение уравнений невозможно без конкретизации структуры двухфазной среды. В частности, все обменные процессы между фазами в существенной мере зависят от размеров и формы жидких частиц, что определяет соотношение скоростей фаз, их температуры, траекторий и других параметров.

Уравнение неразрывности

Общие уравнения неразрывности для выделенного объема V имеют вид

$$\frac{d\,(V/v)}{d\tau}=\text{const}; \quad \frac{d\,(V\rho)}{d\tau}=\text{const}. \tag{2.3}$$

Выделим в движущейся двухфазной среде произвольный объем V, достаточно малый, чтобы можно было считать плотность и объемную концентрацию каждой из фаз в пределах этого объема постоянными. По закону сохранения массы для паровой фазы имеем[1]

$$\frac{dm''}{d\tau}=\frac{d}{d\tau}\int\limits_V \rho_{\text{п}}''dV=-\int\limits_V \chi_{\text{пер}}dV, \tag{2.4}$$

где $\rho''_{\text{п}}=m''/V$—парциальная плотность паровой фазы; $\chi_{\text{пер}}$—скорость фазового перехода, т. е. скорость, с которой происходит испарение жидкости или конденсация пара.

Правая часть уравнения (2.4) не равна нулю, так как в результате конденсации или испарения доля паровой фазы не остается постоянной. Скорость фазового перехода паровой фазы в жидкую в единице объема равна:

$$\chi_{\text{пер}}=\frac{1}{V}\frac{dm''}{d\tau}=-\frac{1}{V}\frac{dm'}{d\tau}=\frac{\rho dx}{xd\tau}=\frac{d\rho''}{d\tau},$$

где x—истинная массовая степень сухости, равная отношению массы пара m'', находящегося в данный момент времени в выделенном объеме, ко всей массе среды в этом объеме m. При испарении $\chi_{\text{пер}}<0$, при конденсации $\chi_{\text{пер}}>0$.

Отметим, что от «истинной» степени сухости x отличается массовая расходная степень сухости $x_{\text{р}}$, равная отношению расхода паровой фазы ко всему расходу среды в данном сечении потока.

Соотношения между истинной и расходной степенями сухости имеют вид

$$x=\frac{\nu x_{\text{р}}}{(1-x_{\text{р}})+\nu x_{\text{р}}}; \; x_{\text{р}}=\frac{x}{x+\nu\,(1-x)}, \tag{2.5}$$

где $\nu=c'/c''$—отношение скоростей жидкой и паровой фаз, называемое коэффициентом скольжения.

Очевидно, что при $\nu=1$ истинная и расходная степени сухости не отличаются друг от друга, т. е. $x_{\text{р}}=x$.

Определяемая из таблиц или равновесных диаграмм степень сухости называется диаграммной $x_{\text{д}}$; в общем случае она может отличаться от x и $x_{\text{р}}$, так как истинные температуры пара и влаги могут отличаться от равновесной температуры при заданном давлении среды, т. е. пар или жидкость могут находиться в перегретом или переохлажденном состоянии.

Поменяем местами в левой части уравнения (2.4) операции дифференцирования по времени и интегрирования по объему:

$$\int\limits_V \frac{d}{d\tau}(\rho_{\text{п}}''dV)=\int\limits_V\left[\frac{d\rho_{\text{п}}''}{d\tau}dV+\rho_{\text{п}}''\frac{d\,(dV)}{d\tau}\right]=$$

[1] Здесь и далее все параметры и характеристики жидкой фазы обозначаются штрихом, а паровой —двумя штрихами.

$$= \int_V \left[\frac{d\rho_п''}{d\tau} + \rho_п'' \operatorname{div} \vec{c}'' \right] dV. \qquad (2.6)$$

Здесь $\operatorname{div} \vec{c}''$ — относительная скорость объемной деформации; $\vec{c}''$ — вектор скорости паровой фазы.

Учитывая произвольность выбора объема V, из (2.4) и (2.5) получаем следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d\rho_п}{d\tau} + \rho_п'' \operatorname{div} \vec{c}'' = -\chi_{пер}.$$

Раскрыв полную производную, получим

$$\frac{\partial \rho_п''}{\partial \tau} + \operatorname{div} \rho_п'' \vec{c}'' = -\chi_{пер}. \qquad (2.7)$$

Аналогично запишется уравнение неразрывности для жидкой фазы:

$$\frac{\partial \rho'_п}{\partial \tau} + \operatorname{div} \rho_п' \vec{c}' = \chi_{пер}. \qquad (2.8)$$

Просуммировав (2.7) и (2.8), получим уравнение неразрывности для всей двухфазной среды

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div} \rho \vec{c} = 0 \text{ или } \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \rho \operatorname{div} \vec{c} = 0, \qquad (2.9)$$

где $\vec{c} = x\vec{c}'' + (1-x)\vec{c}'$ — вектор скорости двухфазной среды (для однофазной среды $x=1$ и, очевидно, $\vec{c}=\vec{c}'$); $\rho=\rho_п''+\rho_п'=\rho''\varphi''+\rho'\varphi'$ — плотность двухфазной среды; $\varphi''=V''/V=\rho x/\rho''$ и $\varphi'=V'/V=\rho(1-x)/\rho'$ — объемные концентрации паровой и жидкой фаз; индекс «п» относится к парциальной плотности фазы.

Уравнение неразрывности (2.9), записанное для дискретной среды, по форме совпадает с аналогичным уравнением для сплошной среды. Следует подчеркнуть, что в (2.9) входит средняя скорость, определяемая через истинные x, а не через расходные концентрации фаз $x_р$.

Для одномерного стационарного течения двухфазной среды дифференциальное уравнение неразрывности (2.9) преобразуется к следующему виду, записанному, например, для координаты z:

$$[xc'' + (1-x)c'] \frac{d\rho}{dz} + \rho \frac{d}{dz} \times$$
$$\times [xc'' + (1-x)c'] = 0. \qquad (2.10)$$

Для каждой фазы с учетом переменной площади канала F для установившегося квазиодномерного потока имеем

$$\frac{d}{dz}(\rho''\varphi''c''F) = -\chi_{пер}F;$$

$$\frac{d}{dz}(\rho'\varphi'c'F) = \chi_{пер}F. \qquad (2.11)$$

После преобразований, опуская для краткости написания штрихи, получаем обобщенную формулу, относящуюся к любой из фаз:

$$\frac{1}{\rho}\frac{d\rho}{dz} + \frac{1}{\varphi}\frac{d\varphi}{dz} + \frac{1}{c}\frac{dc}{dz} +$$
$$+ \frac{1}{F}\frac{dF}{dz} = \mp \frac{\chi_{пер}}{\rho\varphi c}.$$

Здесь в правой части знак минус относится к паровой, а знак плюс — к жидкой фазе.

Введем условное понятие площадей F'' и F', перпендикулярных скоростям фаз c'' и c'. При этом предполагаем, что жидкая и паровая фазы в данном пространстве (или данной общей площади F) разделены и каждая сконцентрирована в своем объеме (соответственно площади F'' и F'). Такая условная схематизация потока, не нарушая основных закономерностей течения, оказывается весьма удобной для последующих расчетов, в которых требуется конкретизация структуры фаз. Используя перпендикулярность скоростей фаз c'' и c' соответствующим площадям F'' и F', запишем уравнение неразрывности в интегральной форме. Очевидно, что массовый расход двухфазной среды G равен сумме расходов паровой G'' и жидкой G' фаз:

$$G = G'' + G' = c''F''\rho'' + c'F'\rho' =$$
$$= \rho F[xc'' + (1-x)c'] = \rho F c, \qquad (2.12)$$

где $c = xc'' + (1-x)c'$ — средняя скорость двухфазной среды.

Полученные выше уравнения неразрывности справедливы в общем случае течения одно- и двухфазной среды при наличии тепло- и массообмена, трения и скольжения фаз.

Уравнение сохранения количества движения

Как и при выводе уравнения неразрывности, выделим в потоке двухфазной среды произвольный объем и применим к нему теорему об изменении количества движения: импульс всех массовых и поверхностных сил, действующих на систему, равен изменению импульса системы.

Изменение вектора количества движения паровой фазы составит:

$$\frac{d}{d\tau}\int_V \rho''_п \vec{c}'' dV = \int_V \frac{d}{d\tau}(\rho''\varphi''\vec{c}'' dV). \qquad (2.13)$$

Так как

$$\frac{d}{d\tau}(\rho''\varphi''\vec{c}''dV)=\rho''\varphi''dV\frac{d\vec{c}''}{d\tau}+$$

$$+\vec{c}''\frac{d}{d\tau}(\rho''\varphi''dV),$$

то, заменив с помощью уравнения неразрывности паровой фазы (2.4) производную по времени во втором слагаемом, получим

$$\frac{d}{d\tau}\int_V \rho''\varphi''\vec{c}''dV=\int_V\left(\rho''\varphi''\frac{d\vec{c}''}{d\tau}-\chi_{\text{пер}}\vec{c}''\right)dV. \tag{2.14}$$

Импульс, получаемый при фазовых превращениях, можно подсчитать, если предположить, что $\vec{c}_{\text{пер}}$ — вектор скорости фазового перехода, т. е. вектор скорости, с которой при конденсации пар переходит в капли жидкости (или при испарении жидкая фаза переходит в паровую):

$$\int_V \chi_{\text{пер}}\vec{c}_{\text{пер}}dV. \tag{2.15}$$

Вектор скорости $\vec{c}_{\text{пер}}$ равен скорости паровой (газообразной) фазы $\vec{c}_{\text{пер}}=\vec{c}''$ при конденсации пара на каплях жидкости ($\chi_{\text{пер}}>0$) и $\vec{c}_{\text{пер}}=\vec{c}'$ при испарении жидкости ($\chi_{\text{пер}}<0$). Такое предположение не является строгим, так как часть импульса при фазовом превращении может передаваться фазе, претерпевающей это фазовое превращение.

Вектор массовой силы (гравитационной, магнитной, электрической и др.), отнесенной к единице массы, действующей на паровую фазу, обозначим через $\vec{R}''$. Тогда суммарная сила будет равна:

$$\int_V \rho''\varphi''\vec{R}''dV. \tag{2.16}$$

Определим теперь векторы внешних сил, действующих на паровую фазу выделенного объема V; в общем случае они включают нормальные и касательные силы, действующие по поверхности выделенного объема, как внутри фазы, так и между паровой и жидкой фазами.

Для упрощения вывода предположим, что касательные напряжения (силы трения) внутри паровой фазы незначительны и ими можно пренебречь. Тогда поверхностные силы внутри паровой фазы будут определяться ее давлением и могут быть записаны в виде

$$-\int_V \operatorname{grad} p''\varphi''dV, \tag{2.17}$$

где p'' — давление в паровой фазе.

Суммарную поверхностную силу взаимодействия паровой фазы с жидкой представим через объемный интеграл от некоторой силы взаимодействия между фазами $\vec{R}_{\text{к}}$ (понимая под жидкой фазой капли влаги) в расчете на единицу массы:

$$-\int_V \rho''\varphi''\vec{R}_{\text{к}}dV. \tag{2.18}$$

Приближенно величина $\vec{R}_{\text{к}}$ может быть определена по формуле

$$\vec{R}_{\text{к}}=\Psi F_{\text{к}}\rho''\frac{(\vec{c}''-\vec{c}')}{2}|c''-c'|. \tag{2.19}$$

Здесь Ψ — коэффициент аэродинамического сопротивления частицы жидкости. Для ламинарного потока, взаимодействующего с мелкими каплями при числе Рейнольдса $\mathrm{Re}_{\text{к}}=\rho''d_{\text{к}}\Delta c/\mu<1$, принимаем $\Psi=24\mathrm{Re}_{\text{к}}$; в диапазоне $\mathrm{Re}_{\text{к}}=1\div200$ приближенно можно принять $\Psi=12{,}5\mathrm{Re}_{\text{к}}^{-1/2}$; $\Delta c=c''-c'$; $F_{\text{к}}$ — миделево сечение частиц. Для шарообразных капель $F_{\text{к}}=0{,}25\pi d_{\text{к}}^2$; $d_{\text{к}}$ — диаметр капель; μ — динамическая вязкость.

Приравнивая изменение количества движения по (2.14) и (2.15), равное импульсу всех сил по (2.16), (2.17) и (2.18), и учитывая произвольность в выборе объема, окончательно получаем уравнение сохранения количества движения:

для паровой фазы

$$\rho''\varphi''\frac{d\vec{c}''}{d\tau}+\chi_{\text{пер}}(\vec{c}_{\text{пер}}-\vec{c}'')=-\operatorname{grad}\varphi''\rho''-$$

$$-\rho''\varphi''\vec{R}_{\text{к}}''+\rho''\varphi''\vec{R}'', \tag{2.20}$$

для жидкой фазы

$$\rho'\varphi'\frac{d\vec{c}'}{d\tau}+\chi_{\text{пер}}(\vec{c}'-\vec{c}_{\text{пер}})=-\operatorname{grad}\varphi'\rho'-$$

$$-\rho'\varphi'\vec{R}_{\text{к}}'+\rho'\varphi'\vec{R}'. \tag{2.21}$$

Сложив (2.20) и (2.21) получим уравнение количества движения для всей среды

$$\rho''\varphi''\frac{d\vec{c}''}{d\tau}+\rho'\varphi'\frac{d\vec{c}'}{d\tau}+$$

$$+\chi_{\text{пер}}(\vec{c}'-\vec{c}'')=-\operatorname{grad}p+\rho\vec{R}, \tag{2.22}$$

где принято $\rho''\varphi''\vec{R}_{\text{к}}''+\rho'\varphi'\vec{R}_{\text{к}}'=0$; $\rho''\varphi''\vec{R}''+\rho'\varphi'\vec{R}'=\rho\vec{R}$; $\varphi''p''+\varphi'p'=p$.

Уравнение количества движения для всей среды можно записать также в виде

$$\frac{1}{V}\frac{d}{d\tau}(\rho''\varphi''\vec{c}''V)+$$

$$+\frac{1}{V}\frac{d}{d\tau}(\rho'\varphi'\vec{c}'V)=-\operatorname{grad}p+\rho\vec{R}. \quad (2.23)$$

Учитывая уравнение неразрывности (2.3), вынесем в левой части уравнения (2.23) из-под знака производной ρV. Принимая во внимание равенства $\varphi''V=V''$; $\varphi'V=V'$; $x=\rho''V''/\rho V$ и $(1-x)=\rho'V'/\rho V$, окончательно получаем

$$\frac{d\vec{c}}{d\tau}=-\frac{1}{\rho}\operatorname{grad}p+\vec{R}. \quad (2.24)$$

Это уравнение по форме совпадает с уравнением движения для однофазной среды.

Для одномерного установившегося движения паровой среды при $\vec{R}=0$

$$G''\frac{dc''}{dz}+F\chi_{\text{пер}}(c'-c'')=-F\varphi''\frac{dp''}{dz}-R_{\text{к}}F, \quad (2.25)$$

где $G''=\rho''c''\varphi''F$ — расход паровой фазы; F — поперечное сечение канала.

Для всей двухфазной среды

$$\frac{d}{dz}(G''c''+G'c')=-F\frac{dp}{dz}$$

или

$$G\frac{d}{dz}[x_{\text{р}}c''+(1-x_{\text{р}})c']=-F\frac{dp}{dz}. \quad (2.26)$$

Учитывая, что $G=G'+G''=\rho cF$ и $c_{\text{р}}=x_{\text{р}}c''+(1-x_{\text{р}})c'$ — скорость среды, подсчитываемая по расходной степени сухости $x_{\text{р}}$, из (2.26) получаем

$$c\frac{dc_{\text{р}}}{dz}=-\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dz}. \quad (2.27)$$

В уравнение (2.27) входят две различным образом осредненные скорости: c — через истинную массовую сухость x и $c_{\text{р}}$ — через расходную сухость $x_{\text{р}}$.

Для однофазного потока с учетом сил сопротивления R_*, передаваемых средой на обтекаемую поверхность, уравнение сохранения количества движения примет вид

$$c\frac{dc}{dz}=-\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dz}-R_*. \quad (2.28)$$

Уравнение сохранения энергии

В применении к движущемуся элементарному объему двухфазной среды закон сохранения энергии можно сформулировать следующим образом: *изменение полной энергии среды в выделенном элементе и энергии, отданной или воспринятой этой средой в результате фазовых переходов за некоторый промежуток времени, равно сумме мощностей массовых и поверхностных сил с учетом количества теплоты, подведенной извне к среде в данном выделенном элементе.*

Полный вывод уравнения сохранения энергии для двухфазной среды дается в специальных курсах механики двухфазных сред (см., например, [6, 8]). В частном случае, когда можно пренебречь вязкостью (касательными напряжениями или трением) внутри фаз, уравнение энергии примет вид

$$\rho\frac{d\bar{h}_0}{d\tau}=\rho\vec{R}\vec{c}+\frac{\partial p}{\partial\tau}-\operatorname{div}\vec{q}, \quad (2.29)$$

где $\bar{h}_0=x(h_0''+c''^2/2)+(1-x)(h'+c'^2/2)$ — энтальпия полного торможения среды; $p=p''\varphi''+p'\varphi'$ — давление среды; $\vec{q}=\varphi''\vec{q}''+\varphi'\vec{q}'$ — теплота, извне подведенная к среде.

Для одномерного потока паровой невязкой среды без учета действия массовых сил, внешнего подвода теплоты и работы уравнение сохранения энергии примет вид

$$\frac{\partial}{\partial\tau}(u''+c''^2/2)+\frac{\partial}{\partial z}(u''+c''^2/2)+$$
$$+\frac{\chi_{\text{пер}}}{\rho''\varphi''}\left[(u_{\text{пер}}-u'')+\frac{c_{\text{пер}}^2-c''^2}{2}\right]=$$
$$=R_{\text{к}}c''+Q+\frac{1}{\rho''\varphi''}\frac{\partial}{\partial z}(\varphi''p''c''),$$

где u'' — внутренняя энергия паровой фазы; $u_{\text{пер}}$ — внутренняя энергия массы фазового превращения, равная химическому потенциалу: $u_{\text{пер}}=h''+T''s''$ при конденсации пара или $u_{\text{пер}}=h'-T's'$ при испарении жидкости (T и s — температура и энтропия соответствующей фазы); Q — теплота, подведенная от жидкой к паровой фазе с учетом необратимых потерь, вызванных взаимодействием фаз.

Для однофазного потока в интегральной форме уравнение сохранения энергии имеет вид

$$u_0+p_0/\rho_0+c_0^2/2+q_0=u_1+$$
$$+p_1/\rho_1+c_1^2/2+H_1 \quad (2.30)$$

или, учитывая, что $u+p/\rho=h$, записываем

$$h_0+c_0^2/2+q_0=h_1+c_1^2/2+H_1, \quad (2.31)$$

где q_0 — количество теплоты, подводимой к 1 кг протекающего пара; H_1 — работа, развиваемая 1 кг пара.

Если при движении пара в канале нет обмена энергией с внешней средой, т. е. $q_0=0$ и $H_1=0$, то изменение кинетической энергии потока пара определяется только изменением энтальпии:

$$0{,}5(c_1^2-c_0^2)=h_0-h_1, \quad (2.31а)$$

т. е. энтальпия заторможенного потока постоянна:

$$\bar{h}_0=\bar{h}_1=\text{const}. \quad (2.31б)$$

2.2. ОБРАЗОВАНИЕ ВЛАГИ В ЭЛЕМЕНТАХ ТУРБИНЫ

При течении пара в турбине, в том числе в турбинных решетках, зазорах между ними, патрубках, различных каналах, скорости пара могут быть как небольшими, дозвуковыми, так и сверхзвуковыми, градиенты давления как отрицательными — при ускорении потока, так и положительными — при его замедлении. Одной из наиболее характерных особенностей расширения пара в некоторых элементах турбин является то, что при переходе из одно- в двухфазную область состояния в конфузорных (ускоряющихся) потоках с большими скоростями и большими абсолютными градиентами давления *изменение термодинамических параметров происходит настолько быстро, что при этом не реализуется равновесный процесс конденсации.* Температура пара оказывается в таких потоках ниже соответствующей температуры насыщения.

Разность между местной температурой насыщения T_s и истинной температурой T принято называть переохлаждением $\Delta T = T_s - T$. Определение ΔT показано на рис. 2.1. Здесь сплошными линиями представлены изобары в равновесной h, s-диаграмме, штриховыми — изобара и изотерма при неравновесном переохлажденном состоянии.

Состояние переохлаждения является нестабильным, т. е. относительно устойчивым только до определенного предела. При достижении максимального для данного случая переохлаждения пар спонтанно переходит в состояние, близкое к равновесному. Новая фаза возникает в виде мельчайших капелек — ядер конденсации. В процессе расширения на этих ядрах происходит конденсация окружающего пара. Возникновение новой фазы происходит в результате столкновения молекул.

В процессе хаотического движения всегда имеются молекулы со скоростями и энергиями, отличающимися от средних значений. Такие отклонения называются флуктуациями.

Флуктуации, выходящие за пределы одного агрегатного состояния, принято называть гетерофазными. Малые гетерофазные

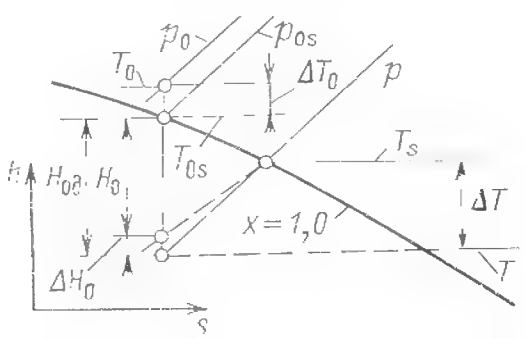


Рис. 2.1. Определение переохлаждения пара ΔT в h, s-диаграмме

флуктуации (мельчайшие капли, состоящие из нескольких молекул) являются неустойчивыми, несмотря на то что в макроскопических масштабах новая фаза является единственно возможной. И только лишь зародыши, размер которых превышает определенный критический, являются жизнеспособными. Дальнейший рост новой фазы происходит на таких устойчивых образованиях, называемых ядрами конденсации.

Приближенно величина (радиус r_*) критического зародыша, способного к дальнейшему росту, определяется из условия равновесия двухфазной среды — пара и капель воды — и равна [8]:

$$r_* = \frac{2\sigma T_s}{L\Delta T \rho'}, \qquad (2.32)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения; L — скрытая теплота фазовых переходов.

Например, для температуры насыщения $T_s = 373$ К имеем $\sigma = 1{,}6 \cdot 10^{-2}$ Н/м, $L = 122 \cdot 10^4$ Дж/кг, $\rho' = 10^3$ кг/м^3 и при переохлаждении $\Delta T = 40$ К критический радиус капель

$$r_* = \frac{2 \cdot 1{,}6 \cdot 10^{-2} \cdot 373}{122 \cdot 10^4 \cdot 40 \cdot 10^3} = 2{,}44 \cdot 10^{-10}\ \text{м} = 2{,}44 \cdot 10^{-4}\ \text{мкм}.$$

Важным параметром, определяющим процесс конденсации, является скорость J_* образования зародышей критического размера. Величина J_* определяется решением основного кинетического уравнения и согласно [8] приближенно равна:

$$J_* = z_0 p^2 \exp\left[-\frac{z_1}{\ln^2 (p/p_s)}\right]. \qquad (2.33)$$

Здесь z_0 и z_1 — комплексы, зависящие в основном от температуры (при $T_s = 373$ К, $z_1 = 5$, $z_0 = 16 \cdot 10^{23}$); p — давление среды, Па; отношение давлений p/p_s характеризует переохлаждение пара. При давлении $p = 1$ МПа и переохлаждении $\Delta T = 30$ К скорость ядрообразования $J^* \approx 10^{15}$ м$^{-3} \cdot$ с$^{-1}$, при $\Delta T = 40$ К она составляет $J_* \approx 10^{24}$ м$^{-3} \cdot$ с$^{-1}$.

Характер и места возникновения влаги в элементах паровых турбин весьма разнообразны: это бурная спонтанная конденсация в ядре потока, конденсация в вихрях, в том числе за выходными кромками сопловых и рабочих лопаток, конденсация переохлажденного пара на поверхностях различных элементов, в областях повышенной крупномасштабной турбулентности и др. Другими словами, конденсация пара, как правило, наступает в тех местах, где имеется значительное местное переохлаждение пара.

Рассмотрим кратко наиболее распространенные виды конденсации — в ядре потока и в закромочных следах турбинных лопаток. Если процесс расширения пара пересекает линию насыщения, то конечная статическая температура пара T оказывается ниже его равновесной температуры T_s (рис. 2.1). Увеличение переохлаждения пара $\Delta T = T_s - T$

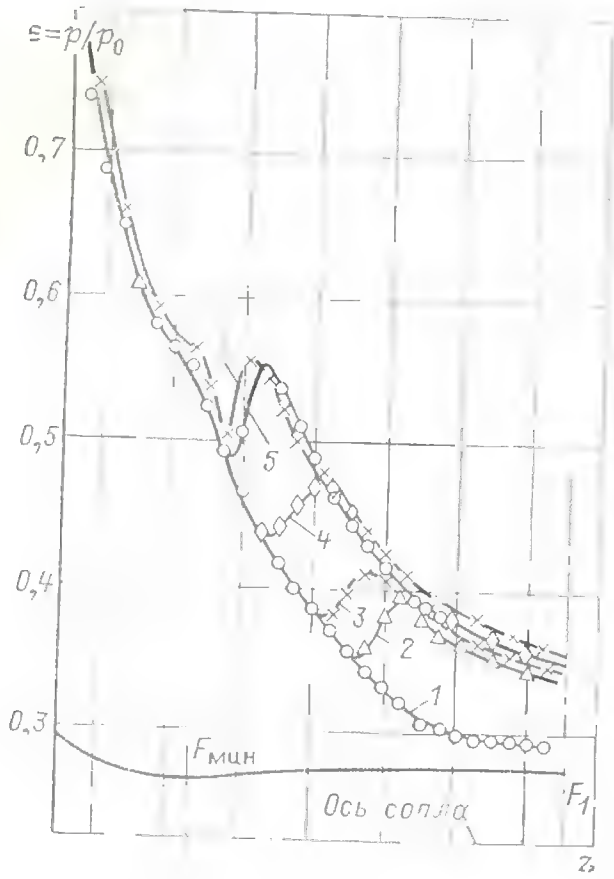


Рис. 2.2. Распределение статического давления по оси плоского сопла Лаваля при расширении пара с конденсацией:

1 — ΔT_0=63 К; *2* — ΔT_0=23 К; *3* — ΔT_0=12 К; *4* — ΔT_0=5 К; *5* — ΔT_0=0,5 К; *6* — y=2%; p_0=0,098 МПа; p_1=0,021 МПа; $F_{мин}$=3×5 см²; $F_1/F_{мин}$=1,2

приводит к уменьшению критического радиуса зародыша, к интенсификации процесса ядрообразования. Начиная с некоторого момента, число возникающих в единицу времени ядер J_* становится настолько значительным, что на ядрах начинается бурная конденсация пара, при этом происходит интенсивное выделение теплоты и соответственно местный рост давления и температуры двухфазной среды.

Исследования сопл Лаваля показывают, что место возникновения спонтанной, или «скачкообразной», конденсации и характер изменения статического давления вдоль сопла зависят от его размеров и формы, от многих режимных параметров. На место возникновения конденсации наиболее существенно влияет начальный перегрев пара.

На рис. 2.2 приведены графики распределения статического давления при расширении водяного пара с конденсацией в расширяющемся плоском сопле при разных значениях начального перегрева пара $\Delta T_0 = T_0 - T_s$ и p_0=const. Как видно из графиков, выделение теплоты вследствие конденсации в сверхзвуковом потоке приводит к повышению статического давления и соответственно к уменьшению скорости потока, причем с уменьшением ΔT_0 начало конденсации смещается против потока — к входному сечению сопла. Такое же воздействие оказывает крупнодисперсная влага, т. е. имеющая на входе в сопло относительно большого размера капли $d_к \approx 60$ мкм (кривая *6*). Это объясняется тем, что крупные капли, попадая в ускоряющийся поток пара, не успевают охладиться и частично испаряются. В свою очередь это приводит к снижению температуры пара, увеличению степени неравновесности и смещению начала бурной конденсации против потока. Следует отметить, что максимальное переохлаждение $\Delta T^{макс}$, при достижении которого наступает спонтанная конденсация, в опытах (кривые *2—6*) оставалось приблизительно одинаковым: $\Delta T^{макс}$=36÷37 С.

На максимальное переохлаждение, место возникновения конденсации и повышение давления в зоне конденсации для одной и той же рабочей среды наиболее существенно влияют условный градиент давлений (или скоростей) в сопле

$$\dot{p} = -\frac{c}{p}\frac{dp}{dz} \qquad (2.34)$$

и начальное давление среды p_0. Увеличение градиента $\dot{p}$ приводит к запаздыванию конденсации, росту переохлаждения пара (при равных условиях) и смещению начала спонтанной конденсации в сторону бо́льших чисел $M = c/a$, (где a — скорость распространения звука), т. е. по потоку, к выходному сечению сопла Лаваля. Изменение градиента $\dot{p}$ сказывается и на характере распределения статического давления вдоль сопла. Протяженность зоны спонтанной конденсации и бурного выделения теплоты невелика и условно может рассматриваться как зона скачкообразного изменения параметров потока. С ростом $\dot{p}$ отношение статического давления за «скачком» к давлению перед ним уменьшается, что связано с преобладающим геометрическим воздействием на параметры потока. С ростом градиента $\dot{p}$ уменьшается средний размер капелек влаги за зоной спонтанной конденсации, что определяется уменьшением критического размера капелек влаги при увеличении предельного переохлаждения перед «скачком» конденсации $\Delta T_к$.

На рис. 2.3 приведены обобщенные опытные зависимости, характеризующие измене-

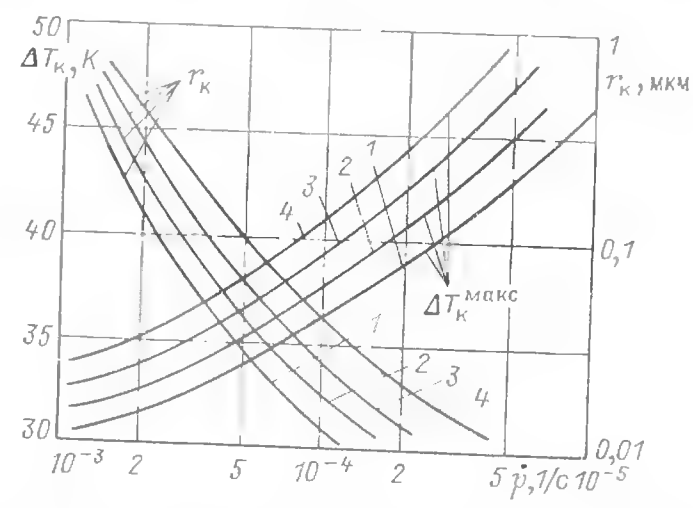


Рис. 2.3. Зависимость предельного переохлаждения $\Delta T_к^{макс}$ и радиуса капель $r_к$ от градиента $\dot{p}$ и начального давления насыщенного пара p_{0s}:

1 — p_{0s}=0,1 МПа; *2* — p_{0s}=0,05 МПа; *3* — p_{0s}=0,03 МПа; *4* — p_{0s}=0,02 МПа

ние переохлаждения перед «скачком» конденсации $\Delta T_к$ от градиента $\dot{p}$ при различных значениях начального давления насыщения p_{0s}. Здесь же представлены зависимости радиуса $r_к$ капель за «скачком» конденсации.

Влияние перечисленных факторов не ограничивается воздействием на характер спонтанной конденсации; они существенно влияют и на потери кинетической энергии потока. Возникновение этих потерь можно объяснить «ударным» торможением потока в зоне резкого повышения давления, т. е. значительным уменьшением скорости потока на ограниченном по протяженности участке сопла. Часть кинетической энергии движущейся среды переходит в теплоту. Потери кинетической энергии, вызванные тепломассообменом при спонтанной конденсации, определяются прежде всего значением максимального переохлаждения (неравновесностью) пара.

Одной из характерных особенностей потоков переохлажденного пара со спонтанной конденсацией является возможность возникновения скачков уплотнения и нестационарных пульсаций параметров среды. Такие режимы возникают при условии, когда бурное выделение теплоты в зоне спонтанной конденсации наступает в сечениях сопла, где скорости потока немного превышают скорость звука. В этом случае возможно торможение потока до дозвуковых скоростей.

Поскольку, как доказывается в курсах газодинамики (см., например, [6, 32]), при подводе теплоты в расширяющуюся часть сопла Лаваля плавный переход из сверхзвукового режима течения в дозвуковой невозможен, то, следовательно, в зоне спонтанной конденсации должен возникнуть скачок уплотнения. Причем, как правило, возникающий скачок уплотнения является неустойчивым, так как рост температуры в нем приводит к уменьшению переохлаждения среды в зоне максимального ядрообразования. Это означает, что количество возникающих ядер оказывается недостаточным для дальнейшей бурной конденсации пара, и причина, вызвавшая появление скачка уплотнения, исчезает. Скачок уплотнения будет перемещаться против потока в дозвуковую часть сопла, а давление в сечениях сопла за скачком будет падать. Зона интенсивной конденсации начнется в сечениях сопла при бо́льших числах M и будет перемещаться к минимальному сечению $F_{мин}$, пока вновь не возникнет скачок уплотнения. Частота пульсаций зависит от параметров среды и конфигурации сопла и обычно равна 0,4—2,0 кГц. Относительная амплитуда пульсаций давления достигает $\Delta p/p \leqslant 0{,}3$, где p — статическое давление в минимальном сечении $F_{мин}$ сопла.

Рассмотренная выше спонтанная конденсация в ядре потока возможна только при значительном переохлаждении пара ($\Delta T > 25 \div 35$ К). Однако экспериментальные и теоретические исследования показывают, что бурная конденсация пара наступает и при меньших значениях переохлаждения ΔT, когда в потоке содержится большое число вихрей или значительна турбулентная пульсация параметров. Это связано с тем, что в вихрях возникает местное существенное снижение температуры и, следовательно, переохлаждение пара.

Как известно из курса газодинамики [6, 32], поток в вихре может быть условно разбит на две области — ядро, где вращение жидкости происходит по закону твердого тела, и поле вихря, движение в котором квазипотенциально (скорость обратно пропорциональна радиусу).

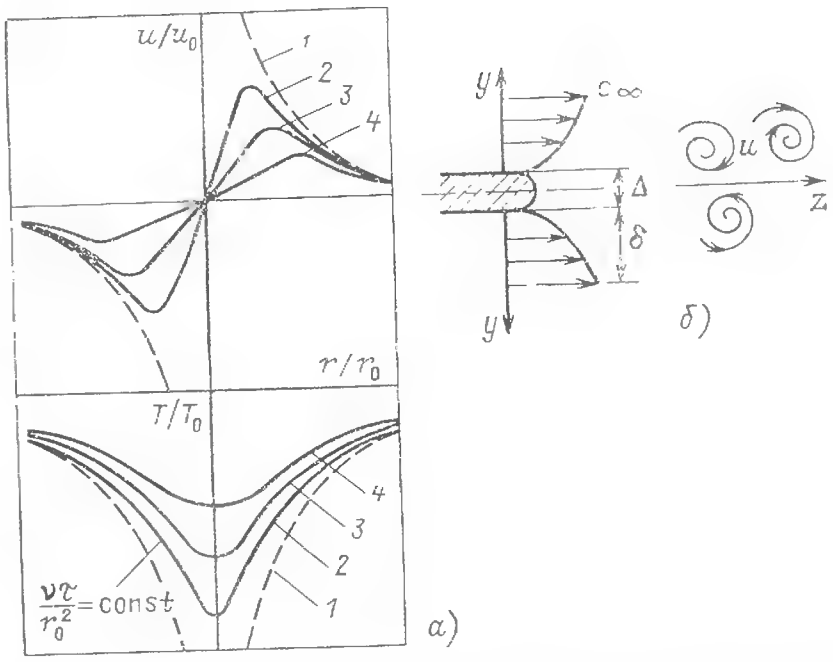


Рис. 2.4. Распределение окружных скоростей u/u_0 и статических температур T/T_0 в вихре (*а*) и схема схода вихрей с выходной кромки профиля (*б*)

После образования вихря в процессе его перемещения под действием сил вязкости все бо́льшая масса жидкости вовлекается в вихревое движение и интенсивность последнего затухает. Диффузия вихря приводит к постепенному выравниванию параметров потока.

Распределение окружных скоростей в окрестности вихря в зависимости от времени τ и вязкости ν подчиняется следующему закону [6, 32]:

$$u(\tau, r) = \frac{\Gamma_0}{2\pi r_0}\left[1 - \exp\left(-\frac{r^2}{4\nu\tau}\right)\right], \qquad (2.35)$$

где Γ_0 — начальная циркуляция, м²/с; r_0, r — радиусы вихря, начальный (ядра) и текущий, м; ν — кинематическая вязкость, м²/с; τ — время, с.

На рис. 2.4,*а* показано распределение скоростей u и температур T потока вдоль радиуса вихря в различные моменты времени τ (кривые *1—4*), на рис. 2.4,*б* — схема схода вихрей с выходной кромки лопатки. Как видно, в центральной части вихря происходит значительное переохлаждение среды, что и является необходимым условием начала бурной спонтанной конденсации пара. Несмотря на быстрый рост температуры в вихре, возникающие ядра успевают вырасти до размеров, превышающих критические, и, таким образом, могут явиться центрами конденсации для слабопереохлажденного окружающего пара основного потока.

Образование вихрей, как правило, происходит в отрывных зонах потока и прежде всего в следах за обтекаемыми телами, например в закромочных следах турбинных лопаток. Если при определении начальной циркуляции вихрей Γ_0 принять, что вся завихренность пограничного слоя реализуется в сходящих вихрях, то при известной частоте схода вихрей n начальная циркуляция одного вихря может быть определена по формуле

$$\Gamma_0 = \frac{1}{n}\int_0^\delta 2\omega dF = \frac{1}{n}\int_0^\delta \frac{dc}{dy}\, c dy = \frac{c_\infty^2}{2n}, \qquad (2.36)$$

где δ — толщина пограничного слоя; c_∞ — скорость потока на границе пограничного слоя. Определив начальную циркуляцию Γ_0, можно приближенно подсчитать начальный радиус вихря:

$$r_0 = \sqrt{\frac{\Gamma_0}{2\pi\omega}}. \qquad (2.37)$$

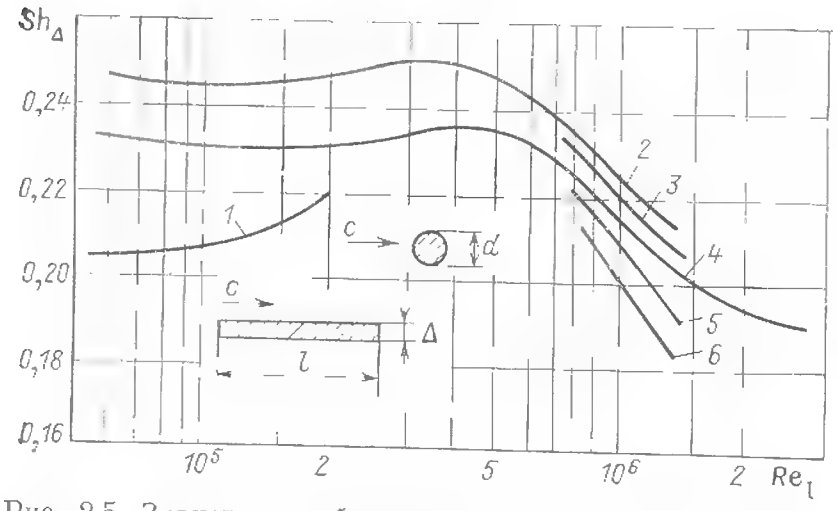


Рис. 2.5. Зависимость безразмерной частоты схода вихрей (числа Струхаля) от числа Рейнольдса:

1 — цилиндр $d=8$ мм; *2—6* — пластина; *2* — $\Delta=5$ мм; *3* — $\Delta=4$ мм; *5* — $\Delta=2$ мм; *6* — $\Delta=1$ мм

Для определения угловой скорости $\omega=\partial c_y/\partial y$ (где c_y — скорость в пограничном слое, а y — поперечная координата) в начальный момент образования вихря следует использовать градиент скорости в пограничном слое, причем не осредненный, а максимальный, вблизи стенки.

Безразмерная частота схода вихрей с выходной кромки (или число Струхаля $Sh_\Delta=n\Delta/c_\infty$) может быть найдена на основе опытных данных, полученных при исследовании пластин различной длины l и толщины Δ, т. е. при переменных значениях относительной толщины $\bar{\Delta}=\Delta/l$ и числа Рейнольдса $Re_l=c_\infty l/\nu$ (рис. 2.5). Приняв на основе опытных данных число $Sh_\Delta=0{,}25$ и использовав обобщенные данные по пограничному слою для турбинных решеток [6], ограничим зону максимальных градиентов значением $\delta/8$ и получим приближенную формулу для начального радиуса

$$r_0=\sqrt{\Delta\delta/\pi n}. \qquad (2.38)$$

Определив Γ_0, r_0 и по (2.35) скорость на границе вихря u_0, проведем оценку распределения температур в ядре вихря:

$$T(\tau, r)=T_\infty-\frac{\varkappa-1}{2\varkappa R_г}\left(2-\frac{r^2}{r_0^2}\right)u_0^2. \qquad (2.39)$$

где T_∞ — температура на границе вихря; $R_г$ — газовая постоянная. Отсюда определяем местное переохлаждение пара ΔT.

Для расчета числа возникающих капель и их размеров следует воспользоваться зависимостями для скорости ядрообразования и скорости роста капель. Возникшие в вихрях мелкие капли под действием центробежных сил переходят в основной, слабопереохлажденный поток и служат в дальнейшем ядрами конденсации пара.

Представленная картина и математическая трактовка образования жидкой фазы являются упрощенными, особенно для такого сложного комплекса, как турбинная ступень. В реальных условиях процесс образования влаги существенно сложнее: на него оказывают влияние многие другие, не рассмотренные здесь факторы, в частности турбулентные пульсации параметров среды.

2.3. ОСОБЕННОСТИ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ С КАПЛЯМИ ВЛАГИ

В § 2.2 отмечено, что возникновение влаги происходит в паре при переходе через линию насыщения $x=1{,}0$, при этом образуется влага в ядре потока или отрывных зонах, причем размер капель мал: $r_к<0{,}1$ мкм. В дальнейшем, в процессе расширения влажного пара, на этих каплях происходит конденсация пара. Так как размеры капель малы, а число их велико, то процесс расширения влажного пара происходит практически равновесно и рост капель при условии, что их число остается постоянным, подчиняется [8] следующей зависимости:

$$r_2=r_1\sqrt[3]{\frac{y_2\rho_2'}{y_1\rho_1'}},$$

где r_1, r_2 — радиусы капель в точках соответственно возникновения влаги (сечение 1) и окончания процесса расширения (сечение 2); y_1, y_2, ρ'_1, ρ'_2 — равновесные степени влажности и плотности воды в соответствующих сечениях.

Мелкие капли под действием турбулентных пульсаций параметров и сил инерции частично оседают на поверхности элементов турбины, образуя тонкие пленки. В дальнейшем под воздействием парового потока пленки дробятся, образуя крупные капли, размеры которых могут достигать $r_к\approx100$ мкм. Таким образом, в потоке влажного пара содержатся капли, имеющие широкий диапазон размеров от 0,01 до 100 мкм.

Капли влаги в паровом потоке могут терять устойчивость, дробиться. Характеристикой устойчивости капель [8] является число Вебера

$$We=d_к(c'')^2/\sigma v'', \qquad (2.40)$$

где σ — поверхностное натяжение.

В зависимости от ряда параметров $We_{кр}=9\div21$.

Рассмотрим кратко влияние начальной влажности y_0 и размеров жидких частиц $r_{0к}$, т. е. дисперсности, на основные характеристики двухфазных потоков. Прежде всего проанализируем влияние начальной влажности на характер спонтанной конденсации.

На рис. 2.6 показаны результаты исследований спонтанной конденсации в сопле Лаваля, установленном за турбинной ступенью. Перед турбинной ступенью давление p_0 поддерживалось постоянным и изменялись начальная температура T_0 (для перегретого пара) или влажность y_0. Это позволило получить на входе в исследуемое сопло как слабоперегретый, так и влажный пар с мелкими ($r_{0к}\approx0{,}3$ мкм) и крупными ($r_{0к}\approx20$ мкм) каплями. Когда пар на входе в сопло перегрет (кривые *2*, *3*, *4*), то положение «скачков» конденсации подчиняется закономерностям, известным по опытам с одиночным соплом и рассмотренным на рис. 2.2, т. е. с уменьшением начального перегрева «скачки» перемещаются против потока. Когда же из-за большого отвода энергии в предшествующей соплу турбинной ступени пар на входе в сопло оказывается влажным (хотя на входе в ступень перегрет, кривая *5*), скачок конденсации перемещается вниз по потоку. Если и перед ступенью пар влажный (кривые *6* и *7*), то конденсация пара в сопле перемещается против потока.

Перемещение вниз по потоку зоны спонтанной конденсации при переходе от режима *4* к режиму *5* объ-

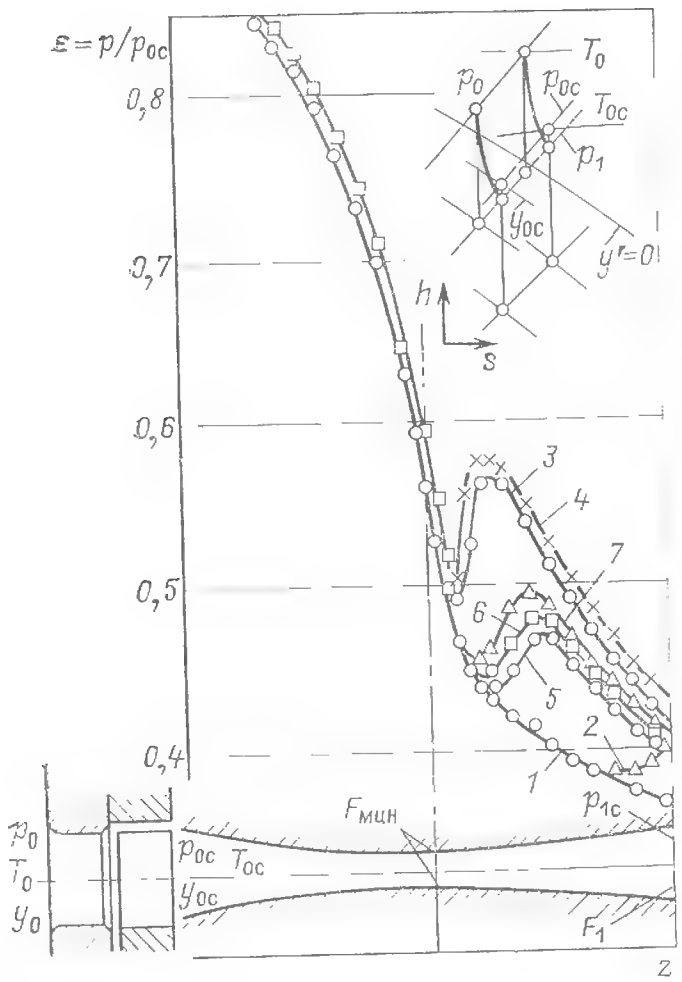


Рис. 2.6. Схема расположения сопла Лаваля за турбинной ступенью и распределение относительных давлений вдоль обводов сопла при различной температуре (или влажности) пара перед соплом:

1 — T_{0c}=546 К; *2* — T_{0c}=391 К; *3* — T_{0c}=381 К; *4* — T_{0c}=375 К; *5* — y_{0c}=0,5%; *6* — y_{0c}=3%; *7* — y_{0c}=5%; p_{0c}=0,098 МПа; p_{1c}=0,021 МПа

ясняется уменьшением переохлаждения из-за конденсации пара на мелких каплях, возникших в закромочных следах предшествующей турбинной ступени. При крупнодисперсной начальной влажности (режимы *6* и *7*) смещение конденсации против потока, как и при течении в одиночном сопле (рис. 2.2, кривая *6*), объясняется частичным испарением крупных капель и соответствующим ростом переохлаждения пара, т. е. увеличением степени неравновесности. Это связано с тем, что крупные капли в процессе движения с паром охлаждаются медленнее, чем мелкие капли, оказываются перегретыми по отношению к пару и частично испаряются.

В потоках двухфазных сред возникают дополнительные потери кинетической энергии из-за неравновесности процесса ΔH_0 вследствие уменьшения располагаемого теплоперепада (см. рис. 2.1) и необратимые потери $\Sigma\Delta H_i$, обусловленные межфазовыми обменными процессами; сюда же входят и потери, присущие однофазному потоку (потери трения на стенках, вихревые, в скачках уплотнения и др.) Коэффициент потерь определяется по формуле

$$\zeta=\frac{H_{0д}-H_i}{H_{0д}}=\zeta_н+(1-\zeta_н)\zeta_п, \qquad (2.41)$$

где $H_{0д}$ — располагаемый диаграммный теплоперепад; H_0 — располагаемый теплоперепад неравновесного процесса; $H_i=H_{0д}-\Delta H_0-\Sigma\Delta H_i=H_0-\Sigma\Delta H_i$ — действительный теплоперепад; $\zeta_н=(H_{0д}-H_0)/H_{0д}=\Delta H_0/H_{0д}$ — коэффициент потерь от неравновесности; $\zeta_п=(H_0-H_i)/H_0=\Sigma\Delta H_i/H_0$ — коэффициент необратимых потерь.

Приближенно (при невысоком давлении) $\zeta_н$ можно подсчитать по формуле

$$\zeta_н=1-\frac{p_0}{\rho_0 H_0}\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(1-\varepsilon^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)=$$

$$=1-\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\frac{p_0 v_0}{H_0}\left(1-\varepsilon^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right), \qquad (2.42)$$

где p_0, v_0, ρ_0 — начальные давление, удельный объем и плотность среды; $\varepsilon=p/p_0$ — отношение давлений; показатель изоэнтропы $\varkappa$ принимается для перегретого пара при p_0. Если $p_0>p_s$, то в формулу (2.42) и на графике рис. 2.7 соответственно подставляются p_s, v_s, ρ_s, т. е. параметры на линии насыщения.

На рис. 2.7 приведены результаты расчета коэффициента $\zeta_н$ по формуле (2.42) (кривая *1*) и экспериментальные данные. Приближенно

$$\zeta_н=0{,}12-0{,}20\varepsilon+0{,}08\varepsilon^2. \qquad (2.42а)$$

Максимальное значение $\zeta_н\leqslant0{,}04$ при $\varepsilon\leqslant0{,}5$.

Следует подчеркнуть, что неравновесные потери имеют место только до начала спонтанной конденсации. После конденсации система переходит в равновесное состояние и возникают необратимые потери в скачке конденсации, которые зависят от отношения давления и при $\varepsilon\approx0{,}5$ составляют обычно $\zeta_н\approx0{,}04$. Потери при конденсации в вихрях близки к потерям в скачках,

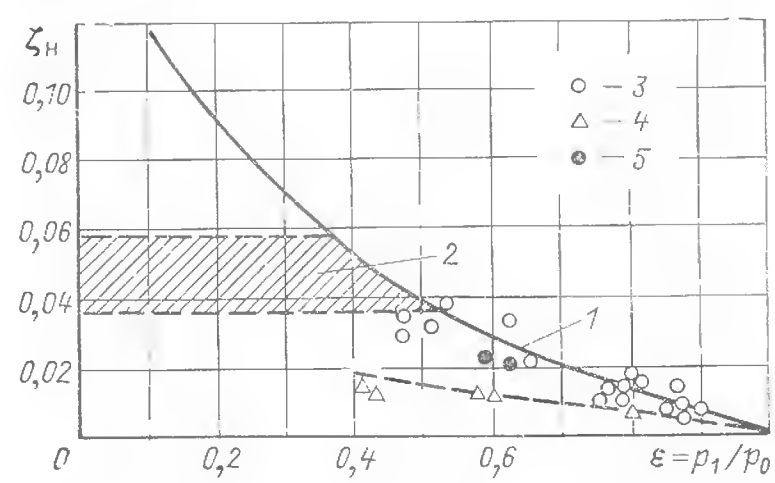


Рис. 2.7. Потери от неравновесности при расширении переохлажденного пара:

1 — расчет по формуле (2.42); *2* — зона начала спонтанной конденсации; экспериментальные данные, полученные взвешиванием осесимметричного сопла (*3*), одиночного профиля в турбинной решетке (*4*) и по измерениям крутящего момента на роторе турбинной ступени (*5*)

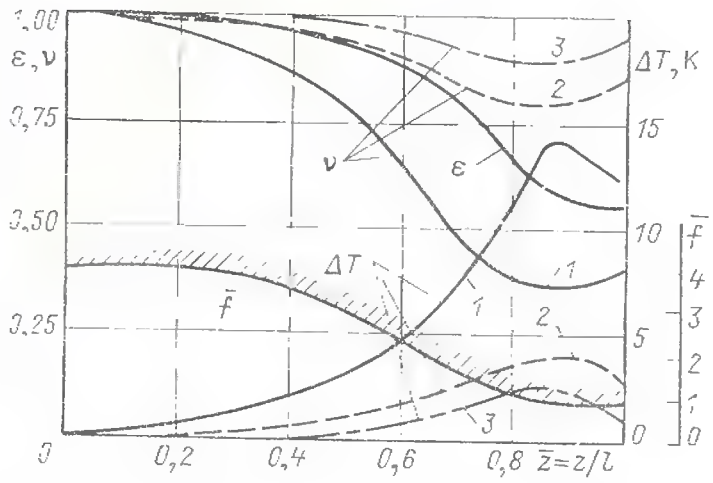


Рис. 2.8. Изменение отношения давлений $\varepsilon=p/p_0$, переохлаждения ΔT, скольжения фаз ν и площади исследуемого канала $\bar{f}=F/F_1$ по длине суживающегося сопла $\bar{z}=z/l$ при $p_0=1{,}0$ МПа, $y_0=0{,}08$ для различных начальных радиусов капель:
1 — $r_{0к}=100$ мкм; 2 — $r_{0к}=10$ мкм; 3 — $r_{0к}=1$ мкм

хотя и несколько меньше их. Под потерями при пересечении процессом расширения линии насыщения понимают отношение абсолютных потерь ΔH_0 к теплоперепаду $H_{0д}$, определяемому от линии насыщения до зоны спонтанной конденсации.

Коэффициент необратимых потерь $\zeta_п$ включает потери на трение между фазами, потери вследствие фазового перехода и теплообмена при конечной разности температур, потери в скачках конденсации, а также (в опытах) потери, присущие однофазным потокам, т. е. потери трения, в вихревых отрывных зонах, кромочные и др. (см. § 2.4).

Потери кинетической энергии, вызванные механическим взаимодействием фаз в канале длиной l, определяются как отношение работы трения между фазами за счет вязких сил к располагаемой энергии по формуле

$$\zeta_м=\frac{\Delta H_м}{H_{0д}}=\frac{1}{GH_{0д}}\int_0^l G'\psi\bar{R}dl=\frac{\psi}{H_{0д}}\int_0^l\frac{1-x}{\tau_д}(c''-c')dl. \qquad (2.43)$$

Здесь $\bar{R}$ — сила взаимодействия между фазами, определяемая из уравнения Стокса $R=\frac{4}{3}\pi r^3\rho'\frac{dc'}{d\tau}=6\pi\mu r\times$

$$\times(c''-c'):$$

$$\bar{R}\frac{dc'}{d\tau}=\frac{9\mu(c''-c')}{2r^2\rho'}=\frac{c''-c'}{\tau_д}, \qquad (2.44)$$

где ψ — коэффициент, учитывающий долю работы сил трения, необратимо превращающуюся в теплоту (при $Re_к<1$, $\psi\approx2/3$); G, G' — расходы всей среды и жидкой фазы; $H_{0д}$ — располагаемый теплоперепад; $\tau_д=2r^2\rho'/9\mu$ — время релаксации движения, характеризующее выравнивание скоростей фаз (чем меньше размер капелек, тем быстрее выравниваются скорости фаз c'' и c'); x — степень сухости.

Необратимые потери энергии, вызванные тепло- и массообменом между фазами, можно найти по следующей зависимости:

$$\zeta_{т.ф}=\Delta s_{т.ф}T/GH_{0д}, \qquad (2.45)$$

где $\Delta s_{т.ф}=\frac{\Delta Q}{T''}-\frac{\Delta Q}{T'}$ — прирост энтропии из-за необратимости процесса теплообмена и фазовых переходов; T'' и T' — температуры фаз; ΔQ — количество теплоты, переданное за счет теплообмена и фазовых переходов.

На энергетические и другие характеристики двухфазного потока значительное влияние оказывает дисперсность жидкой фазы. На рис. 2.8 для конкретного суживающегося сопла приведены значения переохлаждения и коэффициента скольжения фаз $\nu=c'/c''$ для разных размеров капель. С ростом размера капель $r_{0к}$ увеличиваются переохлаждение $\Delta T=T_s-T$ и скольжение фаз. Неравновесность процесса расширения обусловливает появление необратимых потерь от межфазового взаимодействия, при этом вначале с ростом $r_{0к}$ потери возрастают, достигая для данного конкретного сопла и начальных параметров пара максимума при $r_{0к}\approx50$ мкм (рис. 2.9). Дальнейший рост размера капель $r_{0к}$ приводит к уменьшению потерь ζ. Такая зависимость объясняется преобладающим влиянием потерь, вызванных механическим взаимодействием фаз. С ростом $r_{0к}$ увеличивается разность скоростей $c''-c'$ и уменьшается число частиц жидкости (при $y_0=\text{const}$). На начальном участке преобладающим является первый фактор, а начиная с $r_{0к}\approx50$ мкм — второй, уменьшающий затраты кинетической энергии паровой фазы на перенос частиц жидкости.

Исследования сопловой кольцевой решетки, установленной за турбинной ступенью, при различных начальных параметрах (рис. 2.10,*а*) подтверждают приведенный выше анализ. Характерной особенностью полученных опытных кривых является резкое увеличение потерь в начале процесса расширения в решетке вблизи линии насыщения. Это объясняется образованием влаги при существенно неравновесном процессе расширения. При этом с ростом числа M растет переохлаждение ΔT и, естественно, возрастают потери. Действительно, как следует

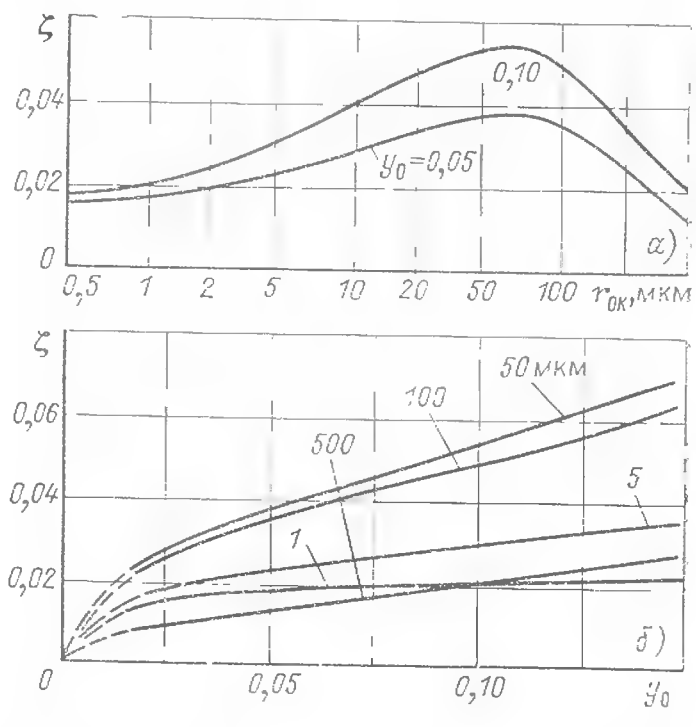


Рис. 2.9. Зависимость коэффициента потерь энергии двухфазного потока от начального радиуса капель (*а*) и начальной влажности (*б*):
$p_0=1{,}0$ МПа; $\varepsilon=0{,}62$

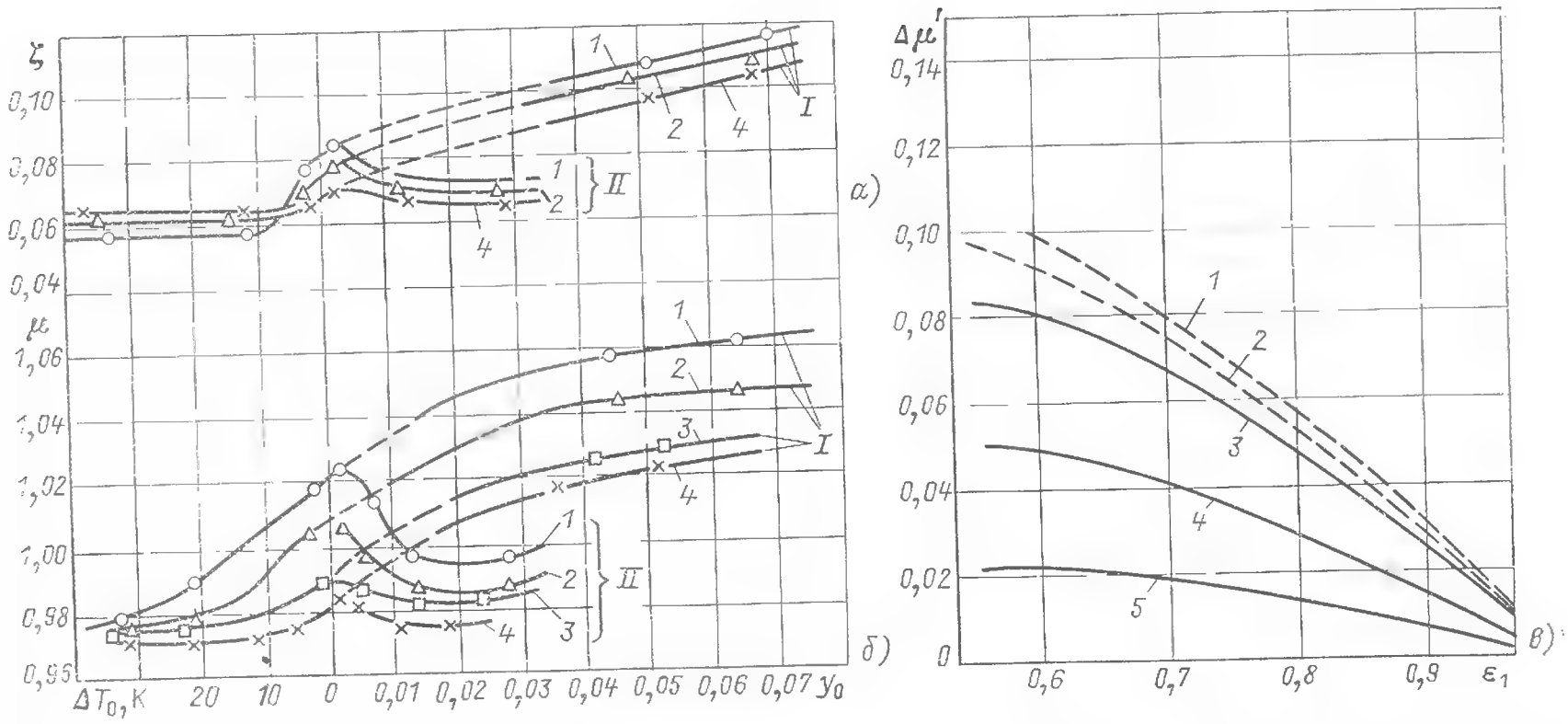


Рис. 2.10. Характеристики сопловой решетки:
а — коэффициент потерь ζ; *б* — коэффициент расхода μ; *I* — $r_к \approx 20$ мкм; *II* — $r_к \approx 0{,}2$ мкм; *в* — приращение коэффициента расхода $\Delta\mu'$ в зависимости от отношения давления ε_1 при различных размерах капель; *1* — $r_к = 500$ мкм; *2* — $r_к = 200$ мкм; *3* — $r_к = 100$ мкм; *4* — $r_к = 10$ мкм; *5* — $r_к = 1$ мкм; $p_0 = 1{,}0$ МПа; $y_0 = 0{,}10$

из формулы (2.45), рост энтропии при неравновесном процессе тепломассообмена определяется количеством теплоты ΔQ и разностью температур фаз T'' и T'. Чем больше число М, тем больше переохлаждение и разность температур фаз. При переходе через линию насыщения с образованием в предшествующей турбинной ступени перед исследуемой решеткой мелкодисперсной влаги (в данных опытах $r_к \approx 0{,}2$ мкм) потери снижаются из-за уменьшения переохлаждения и более равновесного процесса конденсации. С увеличением влажности ($y_0 > 0{,}02$) потери вновь начинают возрастать, что связано с преобладающим механическим взаимодействием фаз.

Если на входе в исследуемую решетку имеется крупнодисперсная влага ($r_к \approx 20$ мкм), то необратимые потери кинетической энергии с увеличением y_0 монотонно возрастают, причем уровень потерь выше, чем при мелкодисперсной начальной влаге. В этом случае увеличенные потери объясняются сравнительно большой разностью скоростей фаз ($c'' - c'$) и незначительным временем релаксации $\tau_д$, которое пропорционально квадрату радиуса капель $r_к$.

Существенное влияние начальная влажность и дисперсность оказывают на расходные характеристики каналов. В практике расчетов и обработки экспериментальных исследований принято использовать коэффициент расхода $\mu = G/G_t$, равный отношению действительного расхода через канал (или решетку) G к теоретическому расходу G_t при тех же начальных параметрах p_0, T_c или y_0 и том же конечном давлении p_1.

Теоретический расход влажного пара определяется по равновесным параметрам (по равновесной h, s-диаграмме или таблицам). Экспериментальные исследования показывают значительный рост коэффициентов расхода при переходе через линию насыщения. Для примера на рис. 2.10,*б* показаны коэффициенты расхода μ по исследованиям сопловой решетки при разных начальных перегревах ΔT_0 и начальных влажностях y_0

Опыты проводились при переменных числах $M_1 = c_1/a_1$, т. е. переменных теплоперепадах, и при разных размерах капель влаги на входе в решетку. Когда на входе пар перегретый ($\Delta T_0 > 0$), то увеличение коэффициента расхода μ обнаруживается, если процесс расширения пересекает линию насыщения. Это объясняется переохлаждением пара в минимальном сечении канала и соответствующим уменьшением его удельного объема по сравнению с равновесным состоянием. Переохлажденный пар имеет также меньшую по сравнению с равновесным процессом скорость (см. рис. 2.1), однако это сказывается на расходе в меньшей степени, чем увеличение плотности пара.

Когда на входе пар влажный, то рост коэффициента расхода с увеличением y_0 в существенной мере зависит от дисперсности жидкой фазы: чем больше размер капель, тем больше коэффициент расхода. Это объясняется тем, что с увеличением размеров капель возрастает степень неравновесности процесса расширения. Действительно, чем больше $r_к$, тем больше переохлаждение ΔT и больше разность скоростей фаз ($c'' - c'$).

Для серии опытов при мелких каплях, образовавшихся в результате спонтанной конденсации в предшествующей ступени (серия *II* на рис. 2.10,*б*), процесс расширения оказывается близким к равновесному, так как $\Delta T \to 0$ и $(c''-c') \to 0$. Это приводит к уменьшению плотности пара и более значительным затратам кинетической энергии несущей паровой фазы на ускорение капелек жидкости и соответственно снижению скорости пара, определяющей расход среды через канал.

Расчеты подтверждают приведенные выше выводы о влиянии переохлаждения и размеров жидких частиц на коэффициенты расхода. На рис. 2.10,*в* приведены расчетные зависимости приращения коэффициента расхода $\Delta\mu' = \mu^{вл} - \mu^{п.п}$ (где $\mu^{вл}$ — для влажного пара, а $\mu^{п.п}$ — для перегретого пара) от отношения давлений $\varepsilon_1 = p_1/p_0$ или, что практически то же самое, от числа M_1. С увеличением размера капель разность $\Delta\mu'$ возрастает, причем с уменьшением отношения давления ε_1 приращение $\Delta\mu'$ растет более интенсивно, что объясняется увеличением неравновесности процесса расширения, т. е. увеличением ΔT и разности скоростей $c''-c'$.

Приближенная оценка влияния переохлаждения ΔT на расходные характеристики может быть выполнена, исходя из соотношения

$$\mu = \frac{G}{G_t} = \frac{\rho c F}{\rho_t c_t F} \approx \sqrt{1 + \frac{\Delta T}{T}}, \qquad (2.46)$$

где

$$\frac{c}{c_t} = \sqrt{\frac{H_0}{H_{0t}}} \approx \sqrt{\frac{T}{T+\Delta T}},$$

а

$$\frac{\rho}{\rho_t} \approx \frac{pR(T+\Delta T)}{\rho RT} = 1 + \frac{\Delta T}{T}.$$

В этих формулах индекс t относится к характеристикам потока при равновесном процессе расширения, R — газовая постоянная. Если процесс начинается в области перегретого пара, то ΔT приближенно определяется по h, s-диаграмме (см. рис. 2.1). Расчеты по формуле (2.46) дают достаточно хорошее совпадение с экспериментом.

Более сложным является расчет расходных характеристик, если на входе пар влажный ($y_0 > 0$), так как в этом случае необходимо учитывать влияние влажности y_0, дисперсности $r_к$, соотношение плотностей фаз, скольжение фаз ν и ряд других факторов. Поэтому при расчетах следует использовать полную систему уравнений течения двухфазной среды.

В двухфазной среде, как и в однофазной, скорость звука зависит от соотношения упругих и инерционных свойств среды, которые в свою очередь определяются ее состоянием и физическими свойствами.

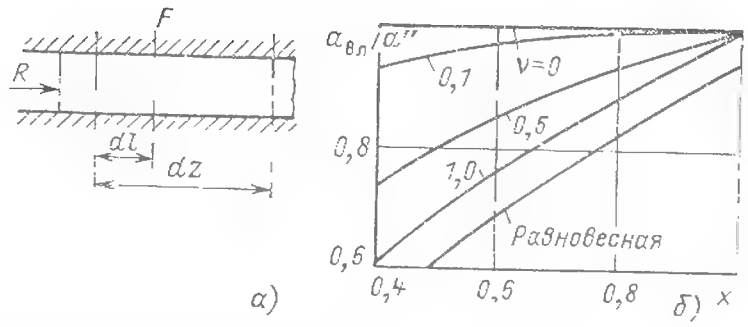


Рис. 2.11. Схема образования импульса перемещением поршня (*а*) и изменение относительной скорости распространения звука $a_{вл}/a_1''$ от степени сухости x и коэффициента скольжения ν (*б*)

Предположим, что возмущающий импульс создается перемещением поршня площадью F под воздействием силы R (рис. 2.11,*а*). Тогда, применив к выделенному элементу среды закон Гука

$$\frac{R}{F} = E\frac{dl}{dz} \qquad (2.47)$$

и уравнение количества движения

$$R d\tau = \rho''\varphi'' F dz \frac{dl''}{d\tau} + \rho'\varphi' F dz \frac{dl'}{d\tau}, \qquad (2.48)$$

получим взаимосвязь между скоростью распространения слабых возмущений (скоростью звука) и параметрами двухфазной среды. В формулах (2.47) и (2.48) **E** — модуль упругости; dl/dz — отношение перемещения поршня к перемещению возмущения в среде; $dl'/d\tau = c'$; $dl''/d\tau = c''$; $dz/d\tau = a_{вл}$ — скорость звука; φ' и φ'' — объемные концентрации фаз.

Из уравнений (2.47) и (2.48) после несложных преобразований получаем

$$E\left(\frac{d\tau}{dz}\right)^2 = x\rho\frac{dl''}{dl} + (1-x)\rho\frac{dl'}{dl}.$$

Предполагая, что $dl'' \approx dl$ и $dl'/dl'' \approx c'/c'' = \nu$, где c'' и c' — скорости фаз в волне, находим

$$a_{вл} = \sqrt{\frac{E}{\rho[x + \nu(1-x)]}}. \qquad (2.49)$$

Учитывая, что $dp = -E dv/v$, $d\rho/\rho = -dv/v$ и $dp/d\rho = \varkappa p/\rho$, преобразуем (2.49) к виду

$$a_{вл} = \sqrt{\frac{\varkappa p}{x\rho\left(1 + \frac{1-x}{x}\nu\right)}}. \qquad (2.50)$$

При больших размерах капель, высокой частоте волн и синусоидальном законе изменения амплитуды возмущающих сил капли за счет инерции не успевают приобрести скорость, равную скорости пара, и соотношение скоростей фаз ν можно принять равным нулю. Тогда

$$a_{вл} = \sqrt{\frac{\varkappa p}{x\rho}} = \sqrt{\frac{\varkappa p}{\varphi''\rho''}} \approx a'', \qquad (2.51)$$

т. е. скорость звука близка к скорости звука в однофазной среде a'' (здесь принято $\varphi'' \to 1$).

При мелких каплях и низких частотах волн $\nu \to 1$ и скорость звука приближается к равновесной (диаграммной) термодинамической скорости звука $a_д$:

$$a_{вл} = \sqrt{\frac{\varkappa p}{\rho}} = \sqrt{\frac{\varkappa p x}{\rho''\varphi''}} \approx a_д. \qquad (2.52)$$

Расчеты по формуле (2.50) представлены на рис. 2.11,*б* в виде зависимости отношения скорости

звука в двухфазной среде $a_{вл}$ к скорости звука в паре a'' от степени сухости x. С уменьшением коэффициента скольжения $\nu=c'/c''$ и ростом x скорость $a_{вл}$ приближается к скорости a''.

Таким образом, как и коэффициенты потерь и расхода, скорость звука в двухфазной среде зависит прежде всего от дисперсности жидкой фазы и при мелкодисперсной влаге с ростом влажности y уменьшается.

Расчет критического режима истечения непосредственно связан с величиной скорости звука. Критический режим наступает при равенстве скорости несущей паровой фазы и скорости распространения малых возмущений:

$$(c'')^2=(1-\zeta)(c'')_t^2=a_*^2=\frac{\varkappa p_*}{\rho_*}=$$

$$=(1-\zeta)\frac{2\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{\bar{p}_0}{\bar{\rho}_0''}-\frac{p_*}{\rho_{*д}''}\right), \qquad (2.53)$$

где $\zeta=1-(c''/c''_t)^2$ — потери кинетической энергии в паровой фазе двухфазного потока; $\varkappa$ — показатель изоэнтропы паровой фазы; $\bar{p}_0$, $\bar{\rho}''_0$ — начальные параметры (полного торможения) паровой фазы.

Вводя обозначение $\chi=\rho''_д/\rho''$ и учитывая, что $\bar{p}_0/(\bar{\rho}''_0)^\varkappa=\text{const}$, из (2.53) получаем

$$\frac{p_*\chi(\varkappa-1)}{2\rho''_д(1-\zeta)}+\frac{p_*}{\rho_{*д}''}=\frac{\bar{p}_0}{\bar{\rho}_0''};$$

$$\frac{p_*\bar{\rho}_0''}{\bar{p}_0\rho_{*д}''}\left[\frac{\chi(\varkappa-1)+2(1-\zeta)}{2(1-\zeta)}\right]=1$$

и

$$\varepsilon_*=\frac{p_*}{\bar{p}_0}=\left[\frac{2(1-\zeta)}{\chi(\varkappa-1)+2(1-\zeta)}\right]^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}. \qquad (2.54)$$

Таким образом, критическое отношение давлений, определяемое как отношение статического давления на выходе p_* к давлению полного торможения на входе в канал $\bar{p}_0$, зависит от показателя изоэнтропы $\varkappa$, коэффициента потерь ζ и соотношения теоретической диаграммной плотности $\rho''_д$ к действительной ρ''. Основное влияние на ε_* оказывает коэффициент потерь ζ, причем с ростом ζ величина ε_* уменьшается.

Для однофазной среды при равновесном процессе расширения ($\chi=1$) без учета потерь ($\zeta=0$) формула (2.54) принимает вид

$$\varepsilon_*=\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} \qquad (2.55)$$

В заключение отметим, что приведенные выше формулы для коэффициентов потерь и расхода, скорости звука и критического отношения давлений в случае двухфазной среды являются приближенными и могут быть использованы лишь в предварительных оценочных расчетах. Для определения более точных зависимостей необходимо решать полную систему уравнений, описывающих рассматриваемый процесс.

2.4. ТУРБИННЫЕ РЕШЕТКИ

Турбинная ступень представляет собой сочетание двух решеток — неподвижной сопловой и вращающейся рабочей, через которые последовательно проходит рабочая среда. Рассматриваемые в данной книге турбинные решетки принадлежат осевым ступеням, где в меридиональной плоскости направление потока примерно параллельно оси ступени. Турбинные решетки являются кольцевыми и состоят из z одинаковых лопаток, установленных под одним углом ($\alpha_у$ или $\beta_у$) и располагаемых с одинаковым шагом t. По радиусу (высоте) геометрические характеристики решетки профилей меняются, в том числе могут меняться форма и размеры профиля. В этом случае лопатка (сопловая или рабочая) называется лопаткой переменного профиля (или закрученной, или винтовой). Если профиль и угол его установки по высоте неизменны, то лопатка называется лопаткой цилиндрической или постоянного сечения.

Геометрические характеристики кольцевых решеток включают большое число размеров и соотношений. Важны, в первую очередь, следующие относительные размеры решеток: высота $\bar{l}=l/b$ (если $b=\text{var}$, то обычно b принимается на среднем диаметре), относительная длина $\theta=d/l$ или веерность $1/\theta=l/d$, где d — средний диаметр. Развертка на одном из диаметров называется плоской решеткой профилей (рис. 2.12) и характеризуется формой и размерами самого профиля и канала, образуемого соседними профилями. Характерные размеры профилей: хорда b, ширина B, толщина выходной кромки $\Delta_{кр}$, относительный шаг $\bar{t}=t/b$; большое значение имеет форма профиля, особенно в его выходной части. Для расчетов лопаток на прочность и вибрацию (см. гл. 7) необходимо знать площадь профиля F, моменты инерции J и сопротивления W относительно главных осей инерции (см. ниже рис. 7.5).

Профили (лопатки) в количестве z располагаются относительно друг друга на расстоянии шага $t=\pi d/z$ и устанавливаются под углом $\alpha_у(\beta_у)$.

Канал, образуемый соседними профилями, делится на три участка: входной — от линий входных кромок до сечения O′; собственно канал — от O′ до расчетного

выходного сечения O (в суживающихся решетках называемого горлом) и косой срез — от выходного сечения O до линии выходных кромок. Угол, проведенный от средней (скелетной) линии профиля, называют скелетным или профильным: $(\alpha_0)_{пр}$, $(\alpha_1)_{пр}$, $(\beta_1)_{пр}$ и $(\beta_2)_{пр}$.

Выпуклая поверхность профиля называется спинкой, или стороной разрежения, вогнутая поверхность — стороной давления.

Принципиально сопловые и рабочие решетки не отличаются друг от друга, хотя во многих частных случаях между ними имеется большое различие. Все характеристики, относящиеся к входу в сопловую решетку, имеют индекс *0*, к выходу из сопловой решетки и входу в рабочую решетку — индекс *1*, к выходу из рабочей решетки — индекс *2*.

Относительными геометрическими параметрами решетки профилей являются шаг $\bar{t}_1=t_1/b_1$ ($\bar{t}_2=t_2/b_2$), так называемый эффективный угол $\alpha_{1э}=\arcsin O/t_1$ ($\beta_{2э}=\arcsin O/t_2$), относительная толщина выходной кромки $\bar{\Delta}_{кр1}=\Delta_{кр1}/O$ ($\bar{\Delta}_{кр2}=\Delta_{кр2}/O$).

Режимными параметрами обтекания решеток являются скорости на входе c_0 и $M_0=c_0/a_0$ (w_1 и $M_{w1}=w_1/a_1$) и на выходе c_1 и $M_1=c_1/a_1$ (w_2 и $M_2=w_2/a_2$), углы их направления $\alpha_0(\beta_1)$ и $\alpha_1(\beta_2)$, числа Рейнольдса $Re_1=b_1c_1/\nu_1$ ($Re_2=b_2w_2/\nu_2$). Здесь a — скорость распространения звука. Числа $M_{1t}(M_{2t})$ и $Re_{1t}(Re_{2t})$ подсчитываются по теоретической изоэнтропийной скорости $c_{1t}(w_{2t})$.

Создание обобщенных зависимостей, обработка результатов экспериментальных исследований и перенос опытных данных для расчета натурных объектов базируются на теории подобия. Число определяющих параметров диктуется системой уравнений, описывающих процесс обтекания решеток, и соответствующими граничными условиями. Моделирование даже простейших процессов связано с необходимостью обеспечить постоянство большего числа безразмерных параметров, выполнить которое весьма сложно, а иногда и невозможно, особенно для двухфазных потоков. При решении практических задач ограничиваются наиболее важными безразмерными параметрами, определяющими физические особенности, — числами M и Re, и углами входа потока $\alpha_0(\beta_1)$.

К перечисленным параметрам потока добавим показатель изоэнтропы $\varkappa$, степень сухости (x, или $x_р$, или $x_д$), начальную степень турбулентности E_0, а для двухфазных потоков — дисперсность, характеризуемую модальным (усредненным) размером капель, $r_к=d_к/2$, или безразмерным числом Кнудсена, $Kn=d_к/b$ (2.56), числом Вебера $We=d_к\rho''(c''-c')^2/\sigma$ (2.57), условным градиентом давления $\dot{p}=-\frac{c}{p}\frac{dp}{dz}$ (2.34) или его безразмерной величиной $\bar{p}=\tau\dot{p}$ (2.34а).

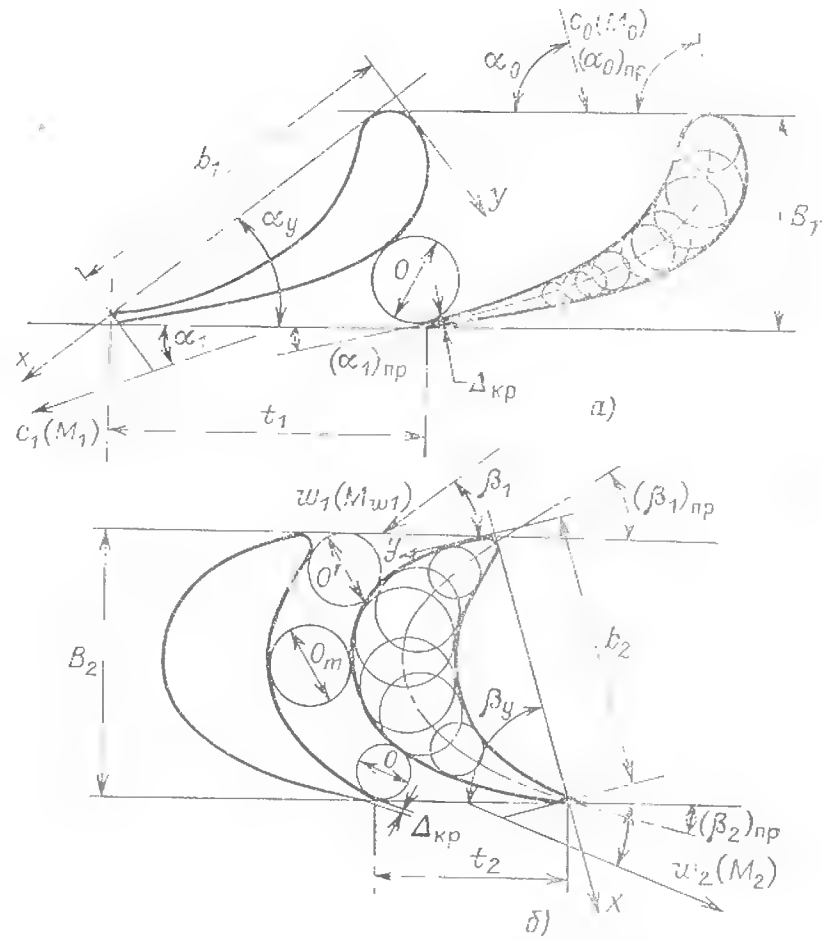


Рис. 2.12. Решетки профилей турбины — сопловые (*а*) и рабочие (*б*) и основные обозначения

Задачу моделирования можно значительно упростить, если для определенных процессов исключить некоторые критерии подобия, влияние которых практически неощутимо. Так, например, при скоростях потока, существенно меньших скорости звука ($M<0{,}3$), не будет большой ошибки, если числа M в модели и натуре не равны. Точно так же при больших числах $Re>10^6$ соблюдается условие автомодельности, т. е. характер обтекания практически не зависит от Re. Во многих практических случаях можно также пренебречь некоторым отклонением от натурного показателя изоэнтропы $\varkappa$, что позволяет, например, исследовать решетки паровых турбин на воздухе.

Турбинные решетки можно разделить на несколько групп, классифицируя их по разным признакам. В зависимости от чисел M на выходе различают решетки (рис. 2.13): А — для дозвуковых скоростей ($M<0{,}9$); Б — для околозвуковых скоростей ($0{,}9<M<1{,}1$); В — для небольших сверхзвуковых скоростей ($1{,}1<M<1{,}4$); ВР — для больших сверхзвуковых скоростей ($M>1{,}4$).

Профили группы А выполнены с обводами плавно меняющейся кривизны; межлопа-

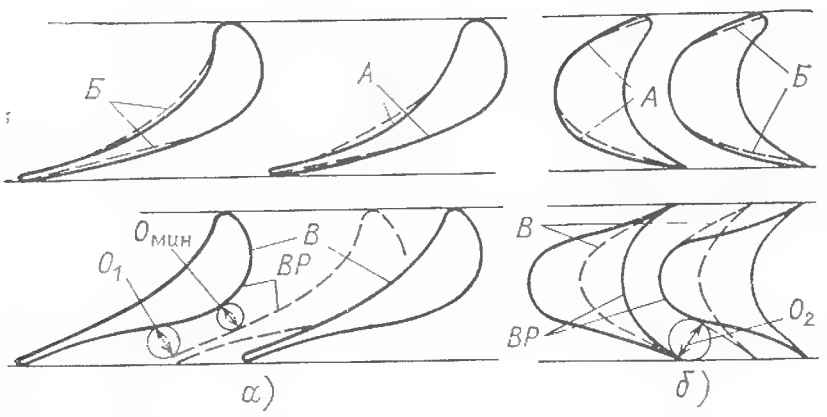


Рис. 2.13. Схемы сопловых (*а*) и рабочих (*б*) решеток профилей разного типа

точные каналы плавно суживаются к выходу. Профили группы Б выполнены с прямолинейными участками на спинке в косом срезе, каналы суживающиеся. Сопловые решетки группы В имеют вогнутую поверхность на выходном участке спинки профиля, каналы — суживающиеся. Решетки группы ВР выполняются с суживающе-расширяющимися каналами.

Принята следующая система обозначения профилей. Первая буква указывает тип решетки: С — сопловая, Р — рабочая; первые две цифры обозначают расчетный угол входа, а вторые — угол выхода; последняя буква определяет тип решетки. Например, решетка С-9012А — сопловая, рассчитанная на угол входа $\alpha_0 \approx 90°$, угол $\alpha_{1э} \approx 12°$ и на дозвуковые скорости.

В табл. 2.1 приведены геометрические характеристики некоторых решеток.

Классификация решеток может быть произведена также по размерам — относительной высоте $\bar{l}$ и веерности $1/\theta$, влияние которых должно рассматриваться совместно. В решетках малой относительной высоты ($\bar{l}<1{,}0$) и небольшой веерности ($\theta>20$) поток из-за смыкания вторичных течений имеет четко выраженную вихревую структуру. При малой веерности можно непосредственно использовать результаты испытаний прямых решеток. В решетках средней высоты ($1{,}0<\bar{l}<3{,}0$) и средней веерности ($10<\theta<20$) течение можно считать плоским, исключая корневые и периферийные зоны. Задачу об обтекании решеток большой веерности ($\theta<10$) следует отнести к пространственным задачам. Изменение параметров по высоте в таких решетках оказывается значительным, и лопатки при большой веерности следует выполнять с переменным по радиусу профилем.

Для расчета и проектирования турбинных ступеней прежде всего необходимо располагать достоверными сведениями об аэродинамических характеристиках решеток, к которым относятся коэффициенты потерь энергии в сопловых ζ_c и рабочих решетках $\zeta_р$, коэффициенты расхода μ_1 и μ_2, средние углы выхода потока за решетками α_1 и β_2 и др.

В связи со сложностью и трудоемкостью определения перечисленных характеристик расчетным путем с учетом вязкости, сжимаемости, влажности, нестационарности и неравномерности потока часто используются результаты опытных исследований.

В практических расчетах принято потери в решетках подразделять на профильные и концевые.

Под **профильными потерями** $\zeta_{пр}$ понимают потери в плоских, бесконечной длины ($\bar{l}\to\infty$) решетках, которые определя-

Таблица 2.1. Основные геометрические характеристики некоторых решеток профилей МЭИ

Обозначение решетки	Тип решетки	Относительный шаг $\bar{t}$	Эффективные углы выхода $\alpha_{1э}$ ($\beta_{2э}$), град	Углы выхода α_0 (β_1), град
С-9012А	Сопловая	0,72—0,86	10,5—13,5	90±20
С-9015А		0,70—0,85	13—17	90±20
С-9018А		0,70—0,80	16—20	90±20
С-5515А		0,72—0,87	12—18	45—75
С-6520А		0,60—0,70	17—23	50—85
С-7025А		0,50—0,67	22—28	50—90
С-9012Б		0,72—0,87	10—14	90±20
С-9015Б		0,70—0,85	13—17	90±20
Р-2314А	Рабочая	0,60—0,75	12—16	20—30
Р-2617А		0,60—0,70	15—19	23—25
Р-3021А		0,58—0,68	19—24	25—40
Р-3525А		0,55—0,65	22—27	30—50
Р-4629А		0,45—0,58	25—31	44—60
Р-5033А		0,43—0,55	30—36	47—65
Р-6038А		0,41—0,51	35—42	55—75
Р-2617Б		0,57—0,65	15—19	22—45
Р-3021Б		0,55—0,64	19—24	24—40
Р-3525Б		0,55—0,64	22—28	30—50

ются в первую очередь трением в пограничном слое и вихрями за выходной кромкой.

Под концевыми потерями понимают потери у торцевых стенок решеток, вызванные трением на стенках, ограничивающих канал по высоте, и вихрями у концов лопаток. Профильные и концевые потери включают волновые потери при сверхзвуковом обтекании, потери от нестационарности и взаимодействия решеток, от входной неравномерности (включая неравномерность по высоте), потери от влажности и т. п.

При обтекании решетки вследствие вязкости рабочей среды на поверхности профиля возникает пограничный слой. Скорости в пограничном слое меняются от нуля (на поверхности) до скорости, близкой к скорости в центральной части (ядре) потока. Толщина пограничного слоя δ, а следовательно, и потери изменяются вдоль профиля в зависимости от характера изменения скорости внешнего потока. При ускорении потока (конфузорное течение) толщина пограничного слоя δ растет незначительно и даже может уменьшаться. При замедлении потока (диффузорное течение) наблюдается более интенсивный рост δ, причем при больших положительных градиентах давления возможен даже отрыв пограничного слоя. Значительное влияние на пограничный слой и потери трения оказывает шероховатость поверхности профиля. Поэтому при проектировании решеток стремятся избегать диффузорных участков на обводах профилей и обеспечивать высокую чистоту обработки поверхностей.

Вторую часть профильных потерь составляют вихревые потери за выходной кромкой, называемые кромочными потерями. При сходе с выходных кромок профиля происходят смыкание пограничных слоев и отрыв потока. В результате за выходной кромкой возникают вихри, которые образуют начальный участок кромочного следа. Последующее взаимодействие между вихрями и ядром потока приводит к выравниванию полей скоростей и давлений и в конечном итоге к росту потерь кинетической энергии.

Обобщение многочисленных опытных данных показывает, что коэффициент кромочных потерь $\zeta_{кр}$ зависит в первую очередь от толщины выходной кромки $\Delta_{кр}$, ширины минимального сечения канала O и относительного шага $\bar{t}=t/b$. На основании экспериментальных исследований коэффициент $\zeta_{кр}$ для дозвуковых решеток может быть определен по формуле

$$\zeta_{кр}=(\zeta_{кр})_0+0.088\frac{\Delta_{кр}}{O\bar{t}^2}, \qquad (2.56)$$

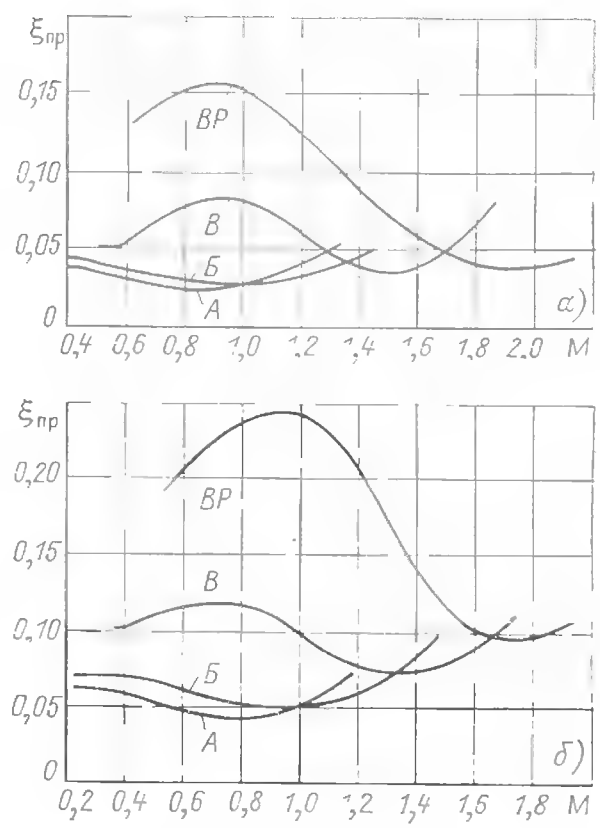


Рис. 2.14. Коэффициенты профильных потерь при обтекании различных типов сопловых (*а*) и рабочих (*б*) решеток в зависимости от числа M

где $(\zeta_{кр})_0$ — коэффициент кромочных потерь при нулевой толщине выходной кромки; приближенно при расчетных углах входа $(\zeta_{кр})_0\approx\approx0.01$.

Для уменьшения $\zeta_{кр}$ следует утонять выходую кромку до величины, минимально допустимой по условиям прочности и технологии изготовления. Профильные потери $\zeta_{пр}$ определяются осреднением потерь вдоль шага решетки. С увеличением расстояния от выходных кромок решетки поток выравнивается, ширина кромочного следа увеличивается, профильные потери за счет смешения несколько возрастают.

На рис. 2.14 приведены результаты испытаний сопловых и рабочих решеток, рассчитанных на различные числа M. Из графиков видно, что для каждого расчетного числа M должен быть выбран оптимальный для данных условий тип решетки. Графики позволяют также учесть влияние переменных режимов на характеристики решеток. Особенно чувствительны к изменению числа M решетки с расширяющимися каналами. Это одна из причин редкого использования решеток этого типа в энергетических паровых турбинах.

Причиной образования вторичных течений при обтекании решеток конечной высоты являются вязкость пара и поперечный градиент давления, обусловленный кривизной каналов. Благодаря повышенному давлению

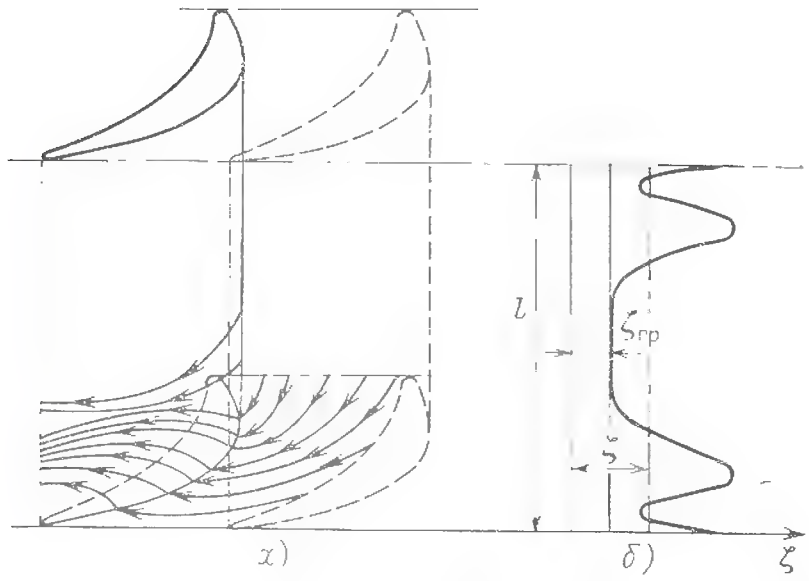


Рис. 2.15. Схема образования вторичных течений в межлопаточном канале (*а*) и изменение среднего по шагу коэффициента потерь по высоте решетки (*б*)

у вогнутой поверхности профиля в пограничном слое возникает перетекание по торцевым стенкам, ограничивающим каналы по высоте, к выпуклой поверхности лопатки, где давление ниже. Стекающий с торцевых стенок слой взаимодействует с основным пограничным слоем на спинке профиля; в результате слой интенсивно набухает и образуются две вихревые области, симметрично расположенные по высоте решеток вблизи торцевых стенок. В этих зонах наблюдаются повышенные потери, вызванные утолщенным пограничным слоем на торцевых стенках и спинке лопаток, а также образованием вторичного вихревого движения среды. На концевые потери влияют многие геометрические и режимные параметры решеток. Особенно сильно возрастают потери с увеличением угла поворота потока $\Delta\alpha = 180° - (\alpha_0 + \alpha_{1э})$ или $\Delta\beta = 180° - (\beta_1 + \beta_2)$, так как в этом случае возрастает перепад давлений между вогнутой и выпуклой поверхностями лопаток.

На рис. 2.15,*а* показана схема движения в пограничном слое на торцевой стенке и спинке профиля, а на рис. 2.15,*б* — изменение по высоте осредненных по шагу коэффициентов потерь ζ. При относительно большой высоте лопаток, когда $\bar{l} > 0{,}3 \div 0{,}5$ концевые потери могут быть определены вычитанием профильных потерь $\zeta_{пр}$ из суммарных. Однако при малых относительных высотах лопаток происходит смыкание концевых потерь и профильные потери для данного случая из графика определить нельзя. Зависимость суммарных (полных) потерь $\zeta = \zeta_{пр} + \zeta_к$ от относительной высоты лопаток $\bar{l} = l/b$ в этом случае не является линейной.

2.5. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИННЫХ РЕШЕТОК

Для расчета и проектирования турбинных ступеней необходимы достоверные данные по аэродинамическим характеристикам решеток, в частности по коэффициентам потерь, получаемым из опытов или сложными расчетами [6, 32, 47]. Для предварительных, менее точных расчетов, а также для выбора решеток можно воспользоваться обобщенными зависимостями, взятыми на основании многочисленных исследований решеток различного типа.

На рис. 2.16,*а* приведены коэффициенты потерь при обтекании сопловых $\zeta_с$ и рабочих $\zeta_р$ решеток в зависимости от относительной высоты $\bar{l} = l/b$ при разных углах поворота потока $\Delta\alpha$ (или $\Delta\beta$). Эти графики построены для решеток типа А при $M = 0{,}8$, $Re = 7 \cdot 10^5$, α_1 (или β_2) $= 18°$, $\bar{t}_{опт}$, $(\alpha_0)_{опт}$ или $(\beta_1)_{опт}$. Учет влияния числа М, числа Re и угла выхода потока $\alpha_1(\beta_2)$ производится с помощью поправочных коэффициентов $k_м$, k_{Re}, k_α, представленных на рис. 2.16,*б—г*. Таким образом, суммарный коэффициент потерь для перегретого пара равен:

$$\zeta_с = \zeta_0 k_м k_{Re} k_\alpha \text{ и } \zeta_р = \zeta_0 k_м k_{Re} k_\beta.$$

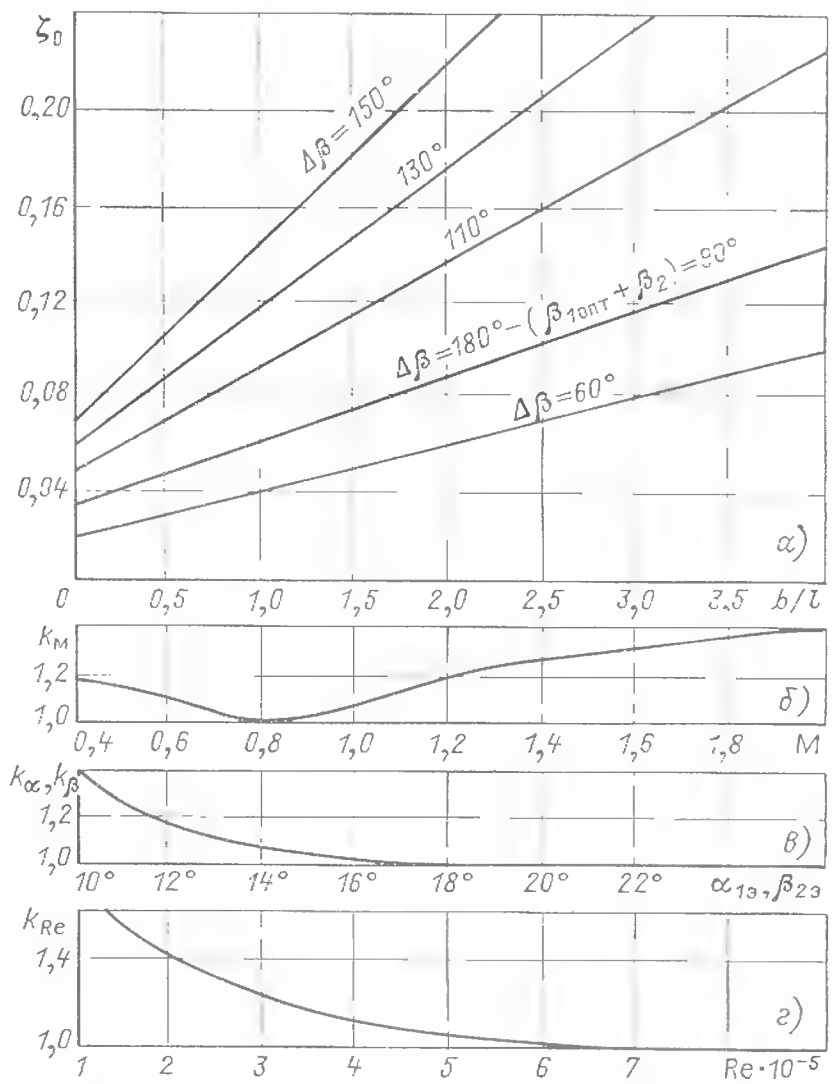


Рис. 2.16. Коэффициент потерь ζ_0 (*а*) и поправки (*б*, *в*, *г*), учитывающие влияние различных параметров на потери при обтекании дозвуковых (типа *А*) решеток

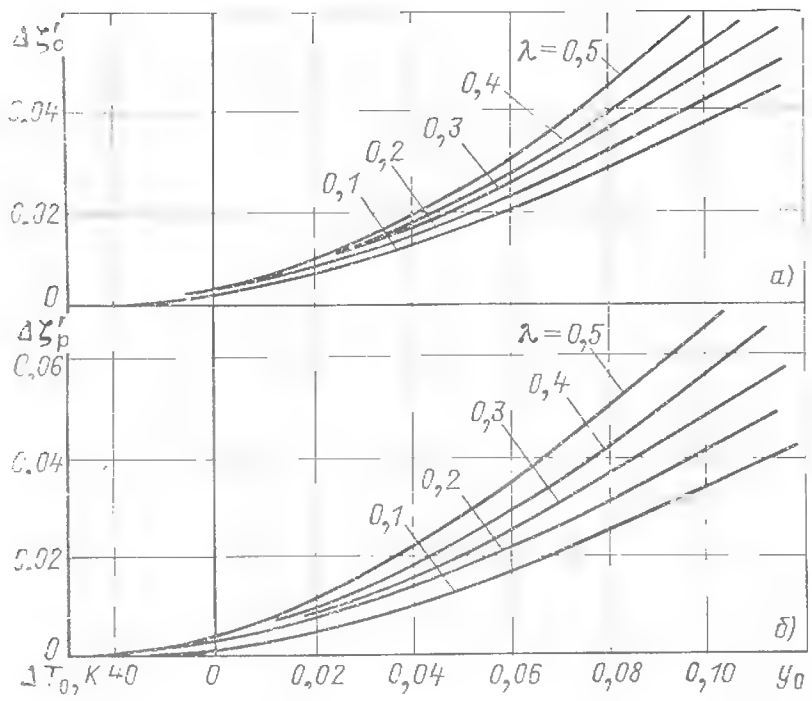


Рис. 2.17. Приращение коэффициентов потерь $\Delta\zeta' = \zeta^{вл} - \zeta^{пп}$ в зависимости от начального перегрева ΔT_0 или начальной влажности и от доли крупнодисперсной влаги λ при обтекании сопловых (*а*) и рабочих (*б*) решеток

Влияние влажности на энергетические характеристики подробно рассмотрено в § 2.3. Воздействие начальной влаги на приращение $\Delta\zeta' = \zeta^{вл} - \zeta^{п.п}$ коэффициента потерь приближенно можно оценить по графикам рис. 2.17, на которых через λ обозначена доля крупнодисперсной влаги перед решеткой, т. е. влаги, движущейся с большим скольжением по отношению к паровой фазе: $\nu = c'/c'' < 0{,}8$. Эта влага образуется, как правило, в результате дробления пленок, сходящих с поверхностей в проточных частях турбин, и отвечает в зависимости от давления диаметру капель $d_к > 5 \div 30$ мкм.

При расчете проходных сечений решеток необходимо знать действительный характер течения в решетке. Пограничный слой, неравномерность полей скоростей, вторичные течения приводят к тому, что действительный расход отличается от теоретического. Это отличие, как отмечалось в § 2.3, учитывается коэффициентом расхода μ, равным отношению действительного расхода G к теоретическому G_t. Теоретический расход определяется по формулам:

для сопловых решеток

$$G_t = o_1 l_1 z_1 \frac{c_{1t}}{v_{1t}} = \pi d l_1 \sin\alpha_{1э} \frac{c_{1t}}{v_{1t}}; \qquad (2.57)$$

для рабочих решеток

$$G_t = o_2 l_2 z_2 \frac{w_{2t}}{v_{2t}} = \pi d l_2 \sin\beta_{2э} \frac{w_{2t}}{v_{2t}}. \qquad (2.58)$$

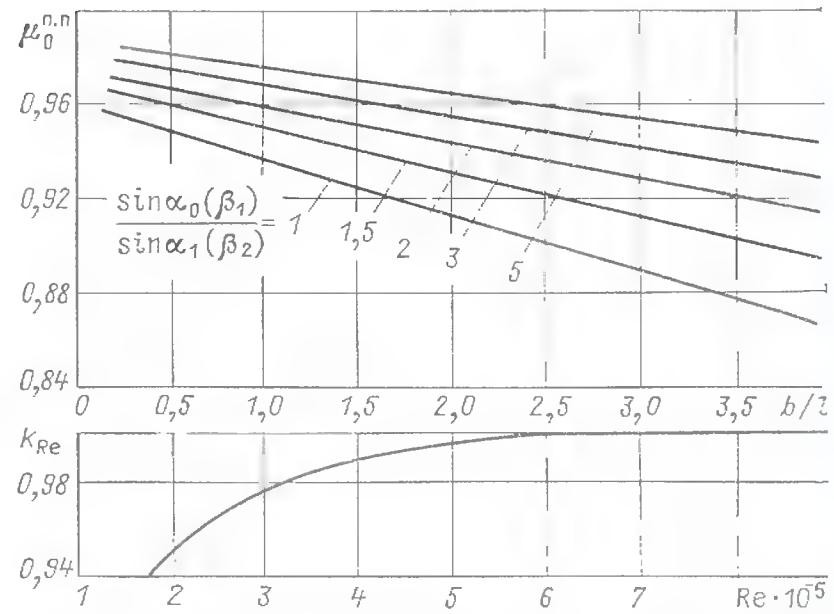


Рис. 2.18. Зависимость коэффициента расхода перегретого пара $\mu^{п.п}$ от относительной высоты решеток, конфузорности каналов и числа Re

В случае сверхзвукового течения в минимальном сечении принимаются критические параметры, c_* и w_*.

Обработка многочисленных опытных данных, полученных на перегретом паре, позволила построить обобщенные зависимости коэффициента $\mu_0^{п.п}$ от относительной высоты лопаток $\bar{l} = l/b$ и конфузорности каналов, определяемой отношением $\sin\alpha_0/\sin\alpha_{1э}$ или $\sin\beta_1/\sin\beta_{2э}$, которые приведены на рис. 2.18. Здесь же дана поправка на влияние числа Re. Таким образом, $\mu^{п.п} = \mu_0^{п.п} k_{Re}$.

Влияние влажности на коэффициенты расхода рассмотрено в § 2.3, откуда следует, что из многих факторов наибольшее влияние на

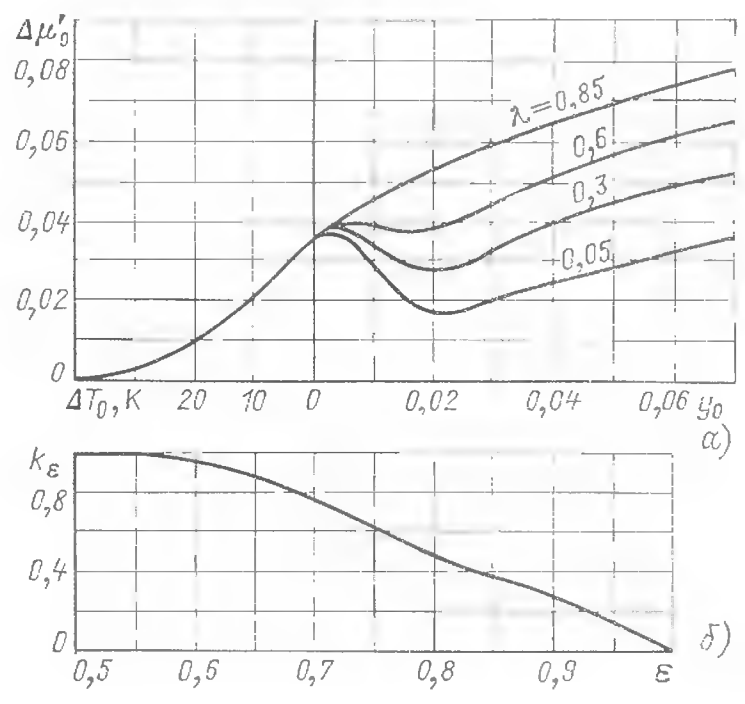


Рис. 2.19. Влияние начального перегрева ΔT_0 или влажности y_0, доли крупнодисперсной влаги λ (*а*) и отношения давлений ε (*б*) на приращение коэффициента расхода

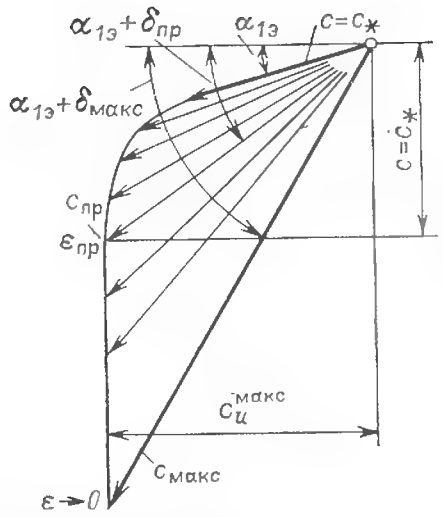


Рис. 2.20. Годограф скоростей на выходе из сопловой решетки при изоэнтропийном расширении перегретого пара до различных противодавлений $p_1=\varepsilon_1 p_0$

$\Delta\mu'$ оказывают дисперсность жидкой фракции и отношение давлений ε. Поэтому при определении приращения коэффициента расхода $\Delta\mu'$ от переохлаждения пара и влажности учитываются в первую очередь эти параметры.

На рис. 2.19,*а* приведена зависимость $\Delta\mu'_0$ от ΔT_0 и y_0 при разных значениях доли крупнодисперсной влаги λ и $\varepsilon<\varepsilon_*$, а на рис. 2.19,*б*—поправка, учитывающая влияние отношения давлений $\varepsilon=p_1/p_0$ (или p_2/p_1) при $\varepsilon>\varepsilon^*$.

Таким образом, коэффициент расхода μ' с учетом влияния влажности рассчитывается по формуле

$$\mu'=\mu^{п.п}+\Delta\mu'_0 k_\varepsilon. \qquad (2.59)$$

Осредненные углы выхода потока из решетки определяются обычно экспериментально. Для решеток, по которым нет необходимых опытных данных, углы выхода при $M\leqslant 1$ принимаются равными так называемым эффективным, т. е.

$$\alpha_1^{п.п}=\alpha_{1э}=\arcsin(o_1/t_1); \qquad (2.60)$$

$$\beta_2^{п.п}=\beta_{2э}=\arcsin(o_2/t_2). \qquad (2.61)$$

При сверхзвуковых скоростях потока угол выхода подсчитывается по формуле

$$\alpha_1^{п.п}=\arcsin\left(\frac{\sin\alpha_{1э}}{q}\right);\ \beta_2^{п.п}=\arcsin\left(\frac{\sin\beta_{2э}}{q}\right), \qquad (2.62)$$

где q—приведенный расход, зависящий от показателя изоэнтропы $\varkappa$ и отношения давлений

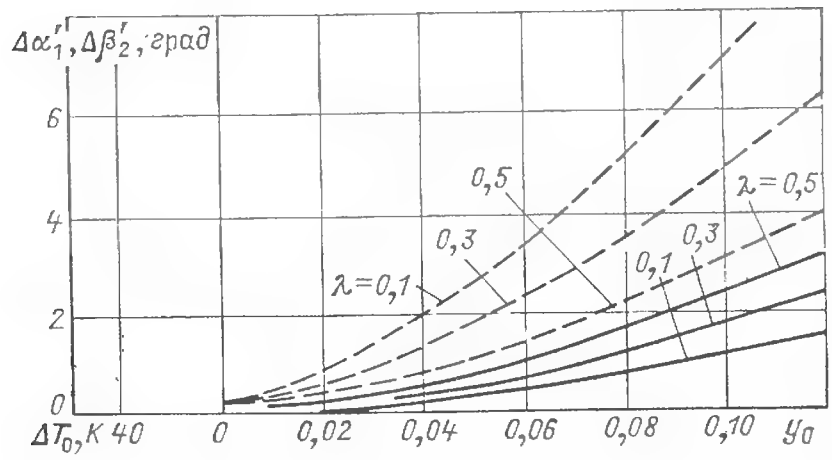


Рис. 2.21. Увеличение углов выхода из решеток паровой (сплошные линии) и жидкой (штриховые) фаз в зависимости от доли крупнодисперсной влаги λ и влажности y_0

ε (только для $\varepsilon\leqslant\varepsilon_*$):

$$q=\frac{G}{G_*}=\sqrt{\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1+\varkappa}{1-\varkappa}}\frac{2}{\varkappa-1}\left(\varepsilon^{\frac{2}{\varkappa}}-\varepsilon^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}}\right)}. \qquad (2.63)$$

На рис. 2.20 показан годограф скоростей выхода из сопловой решетки при изоэнтропийном расширении перегретого пара ($\varkappa=1{,}3$). Когда осевая составляющая скорости c_a становится равной скорости звука, т. е. является критической, окружная составляющая скорости $c_u=c\cos\alpha_1$ достигает максимального значения. Дальнейшее увеличение скорости c_1, т. е. понижение противодавления, происходит за пределами решетки и не влияет на распределение давлений по обводу профиля и, следовательно, на c_u.

В общем случае углы выхода паровой и жидкой фаз отличаются и зависят от дисперсности жидкой фазы, рассогласования по величине и направлению скоростей фаз на входе перед решеткой, типа решетки и других факторов.

В приближенных расчетах оценить влияние влажности на изменение углов выхода из решеток паровой и жидкой фаз можно по рис. 2.21. Углы выхода капелек влаги, как правило, больше углов выхода пара (штриховые линии). Под действием жидкой фазы увеличиваются также углы выхода пара (сплошные линии). Таким образом, в формулы (2.60) и (2.61) отдельно для паровой и жидкой фаз вносится поправка $\Delta\alpha$ (или $\Delta\beta$).

Глава третья

ТУРБИННАЯ СТУПЕНЬ

3.1. ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ В ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

В практике турбостроения используются ступени с различным направлением потока — осевым, радиально-осевым, диагональным и др. Однако в крупных паровых и газовых турбинах, в том числе в турбинах АЭС, за редким исключением используются осевые ступени или ступени с небольшим отклонением от строго осевого направления. Поэтому в дальнейшем рассматриваются только осевые турбинные ступени.

В ступени турбины тепловая энергия пара преобразуется в кинетическую энергию потока, а последняя — в механическую энергию. Рассмотрим это преобразование применительно к одной из ступеней осевой турбины (рис. 3.1).

Пар, вышедший со скоростью c_1 из сопловой решетки, проходит через зазор, отделяющий неподвижные сопловые лопатки от вращающихся рабочих, и поступает в каналы рабочей решетки (рис. 3.2).

При обтекании рабочей решетки пар в общем случае дополнительно от давления p_1 в зазоре между сопловой и рабочей решетками расширяется до давления p_2 за рабочими лопатками. Одновременно в рабочей решетке меняется направление потока, при этом на рабочие лопатки ступени действует усилие R.

Если бы течение в рабочей решетке происходило без потерь, то расширение от давления p_1 до давления p_2 привело бы к дальнейшему уменьшению энтальпии на величину $H_{0р}=h_1-h_{2t}$ (рис. 3.3), так что располагаемый теплоперепад для всей ступени, подсчитываемый от параметров торможения $\bar{p}_0$, $\bar{h}_0$, составил бы $\bar{H}_0=H_{0с}+H_{0р}$ — сумму располагаемых теплоперепадов сопловой и рабочей решеток, или, что почти то же самое[1], располагаемый теплоперепад ступени может быть взят на изоэнтропе между давлениями $\bar{p}_0$ и p_2. В действительном процессе вследствие потерь в сопловой решетке расширение в рабочей решетке происходит с возрастанием энтропии, так что состояние пара при выходе из рабочей решетки может быть представлено точкой *2* в h, s-диаграмме.

Отношение теплоперепада $H_{0р}$ к располагаемому теплоперепаду ступени $\bar{H}_0$

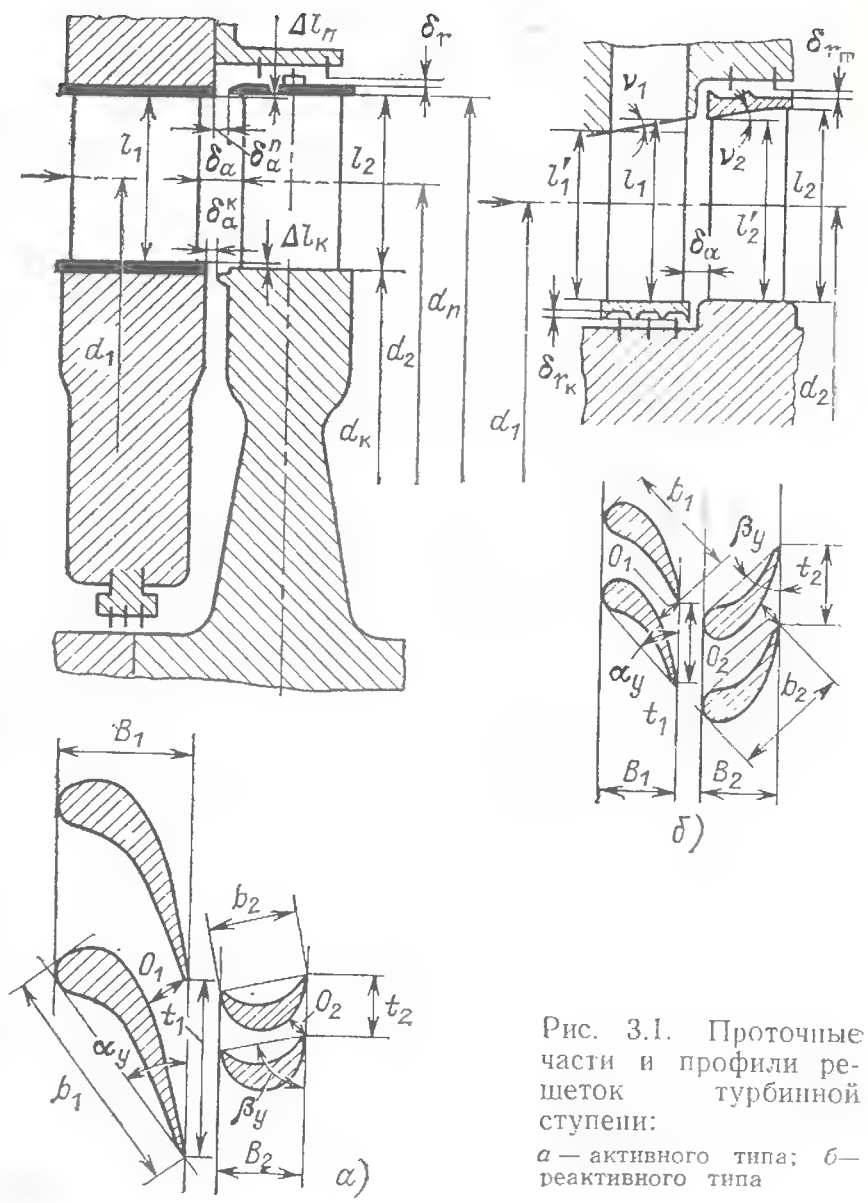


Рис. 3.1. Проточные части и профили решеток турбинной ступени:

а — активного типа; *б* — реактивного типа

$$\rho=\frac{H_{0р}}{H_{0с}+H_{0р}}\approx\frac{H_{0р}}{\bar{H}_0} \qquad (3.1)$$

называется степенью реактивности. Если степень реактивности ступени равна нулю, то в каналах рабочих лопаток не происходит дополнительного расширения пара, и такая ступень называется чисто активной. Если степень реактивности невелика (до 0,2—0,25), то ступень принято называть также активной или активной с небольшой степенью реактивности. Если степень реактивности значительна (0,4—0,65), то ступень называется реактивной.

Установленные на диске рабочие лопатки образуют рабочую решетку и вращаются вместе с диском с угловой скоростью ω. Таким образом, окружная скорость рабочей решетки составляет $u=0{,}5\omega d$. Выходящий из сопловой решетки со скоростью $\vec{c}_1$ пар поступает в рабочую решетку с относительной скоростью $\vec{w}_1$,

[1] Строго говоря, теплоперепад $H_{0р}$ не точно равен перепаду $H_{0р}'$, так как возникшее в результате потерь в сопловой решетке повышение температуры пара перед рабочими лопатками приводит к некоторому увеличению $H_{0р}$ по сравнению с $H_{0р}'$. Однако обычно, поскольку потери в сопловой решетке невелики, можно считать $H_{0р}\approx H_{0р}'$.

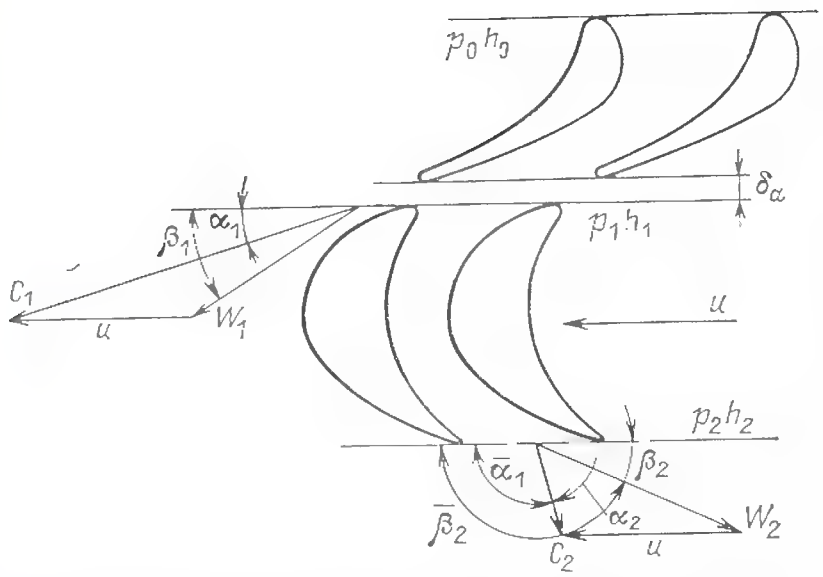


Рис. 3.2. Профили решеток и треугольники скоростей ступени активного типа

равной разности векторов $\vec{c}_1$ и $\vec{u}_1$ (см. рис. 3.2) и направленной к окружной скорости $\vec{u}_1$ под углом β_1. За промежуток времени $\delta\tau$, в течение которого вошедший в канал пар проходит через решетку, рабочие лопатки поворачиваются на угол $\omega\delta\tau$, так что лопаточный канал проходит путь, равный дуге $0{,}5\omega\delta\tau\, d$. В большинстве случаев угол $\omega\delta\tau$ составляет доли градуса, и с достаточной степенью приближения им можно пренебречь.

Направление относительной скорости w_2 при выходе из лопаточного канала определяется углом выхода из рабочей решетки β_2.

Относительная скорость w_2 может быть меньше или больше w_1. При расширении пара в рабочей решетке происходит его ускорение в относительном движении. Однако потери при обтекании рабочей решетки вызывают уменьшение скорости w_2. В чисто активной ступени ($\rho=0$) скорость w_2 всегда меньше w_1, поскольку пар при $p_1=p_2$ дополнительно не ускоряется, а с учетом потерь даже несколько тормозится.

Абсолютная скорость $\vec{c}_2$ выхода пара из каналов рабочих лопаток определяется как сумма векторов относительной скорости $\vec{w}_2$ и окружной скорости $\vec{u}_2$ и находится из выходного треугольника скоростей, показанного на рис. 3.2.

Поворот и ускорение пара в криволинейных каналах рабочей решетки и тем самым преобразование энергии в механическую происходят под влиянием двух факторов: во-первых, струя пара испытывает реактивное усилие рабочих лопаток; во-вторых, пар, заполняющий канал, испытывает разность давлений p_1-p_2 на входе и выходе из канала. Если обозначить через R' равнодействующую тех усилий, с которыми лопатки действуют на струю пара, то пар развивает на лопатках усилие R, равное, но противоположное по направлению усилию R'.

При расчетах турбинной ступени обычно определяют проекции этого усилия: R_u на направление окружной скорости и R_a на перпендикулярное к ней осевое направление.

Окружное усилие R_u и осевое усилие R_a могут быть найдены из уравнения количества движения:

$$R_u=-R'_u=G_1u_1\cos\alpha_1-G_2u_2\cos\bar{\alpha}_2; \quad (3.2)$$

$$R_a=-R'_a=G_1u_1\sin\alpha_1-$$
$$-G_2u_2\sin\bar{\alpha}_2+\Omega(p_1-p_2). \quad (3.3)$$

Здесь α_1, $\bar{\alpha}_2$—углы направления скоростей c_1 и c_2 (рис. 3.4); $\Omega=\pi dl_2$—кольцевая площадь рабочих лопаток.

В практике расчетов турбинных ступеней принято совмещать вершины треугольников скоростей входа и выхода пара, как это показано на рис. 3.4. Кроме того, углы β_2 и α_2 между направлениями относительной и абсолютной скоростей выхода пара w_2 и c_2 и направлением окружной скорости u_2 бычно отсчитывают по часовой стрелке, так что $\bar{\beta}_2=\pi-\beta_2$ и $\bar{\alpha}_2=\pi-\alpha_2$, и тогда формулы (3.2) и (3.3) в случае $G_1=G_2=G$ и $u_1=u_2=u$ пере-

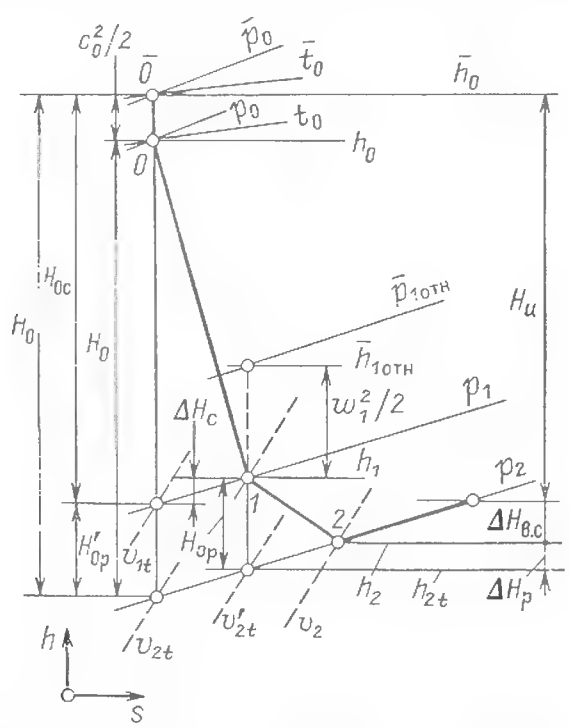


Рис. 3.3. Изображение процесса расширения пара в турбинной ступени в h, s-диаграмме

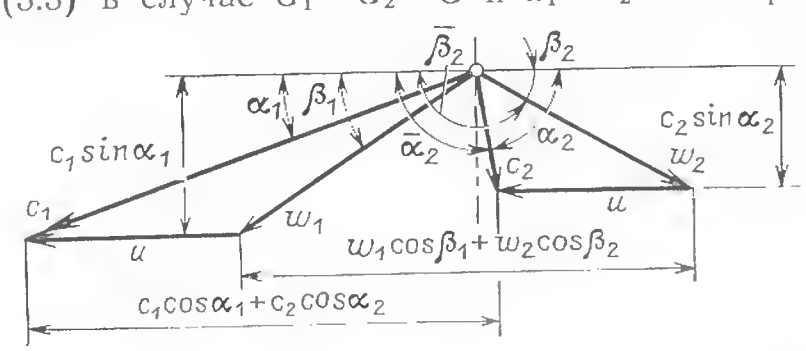


Рис. 3.4. Треугольники скоростей турбинной ступени

пишутся в виде

$$R_u = G(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2) = \\ = G(w_1\cos\beta_1 + w_2\cos\beta_2); \quad (3.4)$$

$$R_a = G(c_1\sin\alpha_1 - c_2\sin\alpha_2) + \\ + \Omega(p_1 - p_2) = G(w_1\sin\beta_1 - w_2\sin\beta_2) + \\ + \Omega(p_1 - p_2). \quad (3.5)$$

Входящие в (3.4) и (3.5) суммы проекций относительных и абсолютных скоростей пара могут быть непосредственно взяты из треугольников скоростей, как это показано на рис. 3.4.

Мощность, развиваемая рабочими лопатками ступени, может быть найдена как произведение усилия R_u на окружную скорость рабочих лопаток u:

$$P_u = R_u u = Gu(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2). \quad (3.6)$$

Для расхода пара $G=1$ кг/с запишем

$$H_u = P_u/G = u(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2) = \\ = u(w_1\cos\beta_1 + w_2\cos\beta_2). \quad (3.7)$$

Используя выражения для косоугольных треугольников, получаем

$$H_u = (c^2_1 - w^2_1 + w^2_2 - c^2_2)/2. \quad (3.7а)$$

В формуле (3.6) мощность P_u выражена в Дж/с, т. е. в ваттах. Если принять за единицу измерения киловатт, то мощность, развиваемая на лопатках, напишется так:

$$P_u = 10^{-3}Gu(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2) = \\ = 0{,}5\cdot 10^{-3}G(c^2_1 - w^2_1 + w^2_2 - c^2_2). \quad (3.7б)$$

Введем фиктивную скорость $c_ф$, подсчитываемую по всему располагаемому теплоперепаду ступени $\bar{H}_0$ и при отсутствии потерь в сопловой решетке:

$$c_ф = \sqrt{2\bar{H}_0}. \quad (3.8)$$

Абсолютную скорость c_1 выхода из сопловой решетки можно определить из соотношения

$$c_1 = \sqrt{2(\bar{h}_0 - h_1)} = \varphi c_{1t} = \varphi\sqrt{2(\bar{h}_0 - h_{1t})} = \\ = \varphi\sqrt{2H_{oc}} = \varphi\sqrt{2(1-\rho)\bar{H}_0} = \varphi\sqrt{1-\rho}\, c_ф, \quad (3.9)$$

где $\varphi = c_1/c_{1t}$ — коэффициент скорости для сопловой решетки.

Найдем потери энергии в сопловой решетке, выраженные в Дж/кг:

$$\Delta H_c = \frac{c^2_{1t}}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c^2_{1t}}{2}\zeta_c = \frac{c^2_{1t}}{2}(1-\varphi^2). \quad (3.10)$$

Относительную скорость пара при входе в рабочую решетку можно определить из треугольника скоростей (рис. 3.4).

Уравнение сохранения энергии (2.31) может быть применено также и к рабочей решетке. Однако в этом случае работа H_u не должна приниматься равной нулю, так как при обтекании паром рабочей решетки часть его энергии преобразуется в работу.

По аналогии с (2.31) запишем уравнение сохранения энергии при отсутствии теплообмена:

$$h_1 + c^2_1/2 = h_2 + c^2_2/2 + H_u.$$

Используя соотношение (3.7а), найдем для $G=1$ кг/с

$$h_1 + c^2_1/2 = h_2 + c_2^2/2 + (c^2_1 - c^2_2 + \\ + w^2_2 - w^2_1)/2,$$

или

$$0{,}5(w^2_2 - w^2_1) = h_1 - h_2. \quad (3.11)$$

Таким образом, снижение энтальпии газа, вызванное его расширением в рабочей решетке, приводит к увеличению кинетической энергии в относительном движении.

Из равенства (3.11) находим относительную скорость выхода пара:

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2(h_1 - h_2)}. \quad (3.12)$$

Формулу (3.12) можно получить и другим путем, если ввести условные параметры торможения в относительном движении $\bar{p}_{1отн}$ и $\bar{h}_{1отн}$ (см. рис. 3.3):

$$w_2 = \sqrt{2(\bar{h}_{1отн} - h_2)}. \quad (3.13)$$

Если бы течение пара в рабочей решетке происходило без потерь, то процесс расширения был бы изоэнтропийным. Обозначив в этом случае относительную скорость выхода через w_{2t} и энтальпию, соответствующую концу изоэнтропийного расширения в рабочей решетке, через h_{2t}, напишем для этого теоретического случая

$$0{,}5(w_2^2{}_t - w_1^2) = h_1 - h_{2t} = H_{op}, \quad (3.14)$$

откуда

$$w_{2t} = \sqrt{w_1^2 + 2(h_1 - h_{2t})} = \sqrt{w_1^2 + 2H_{op}} = \\ = \sqrt{w_1^2 + 2\rho\bar{H}_0} = \sqrt{w_1^2 + \rho c_ф^2}. \quad (3.15)$$

В действительности из-за потерь в рабочей решетке относительная скорость пара w_2, достигаемая при выходе, меньше, чем w_{2t}, h_2 больше, чем h_{2t}. Вычитая из уравнения (3.14), записанного для изоэнтропийного течения, уравнение (3.11), которое может быть применено также и для потока с учетом потерь, находим разность

$$\Delta H_p = h_2 - h_{2t} = 0{,}5(w_2^2{}_t - w^2_2) = \\ = 0{,}5w^2_{2t}\zeta_p = 0{,}5w^2_{2t}(1-\psi^2), \quad (3.16)$$

представляющую собой выраженную в Дж/кг потерю энергии в рабочей решетке.

Здесь $\psi = w_2/w_{2t}$ — коэффициент скорости для рабочей решетки.

Найденное ранее выражение для работы H_u выведено на основании закона количества движения, позволившего определить усилие, создаваемое на рабочих лопатках. Эту работу можно подсчитать также, вычтя из располагаемого теплоперепада ступени потери, возникающие при протекании пара в ее отдельных элементах:

$$H_u = \bar{H}_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}, \qquad (3.17)$$

где $\bar{H}_0$ — располагаемый теплоперепад ступени; ΔH_c — потери в сопловой решетке; ΔH_p — потери в рабочей решетке; $\Delta H_{в.с}$ — потери с выходной скоростью.

Следует подчеркнуть, что учитывались лишь те потери в ступени, которые непосредственно связаны с течением пара в ее проточной части. Найденная ранее согласно (3.6) мощность P_u называется **мощностью на лопатках** турбинной ступени (окружной мощностью).

Кинетическая энергия, потерянная при обтекании паром рабочей решетки, превращается в теплоту и может быть учтена при построении процесса в h, s-диаграмме. Точно так же в теплоту переходит и кинетическая энергия пара, покидающего ступень, в том случае, если она не может быть использована в последующих элементах турбины.

Тепловой процесс турбинной ступени детально изобразится в h, s-диаграмме так, как это показано на рис. 3.3.

3.2. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ЛОПАТОЧНЫЙ КПД И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СТУПЕНИ

Относительный лопаточный КПД ступени представляет собой отношение работы ступени H_u, развиваемой 1 кг пара, к ее располагаемой энергии, равной располагаемому теплоперепаду $\bar{H}_0$:

$$\eta_{о.л} = \frac{H_u}{\bar{H}_0} = 1 - \frac{\Delta H_c}{\bar{H}_0} - \frac{\Delta H_p}{\bar{H}_0} - \frac{\Delta H_{в.с}}{\bar{H}_0} = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_{в.с}. \qquad (3.18)$$

Коэффициентами ξ обозначены относительные величины потерь[1].

При использовании в дальнейшем энергии $c_2^2/2$ КПД ступени, иногда называемый КПД по **заторможенным параметрам**, так как в знаменателе формулы для КПД вместо $\bar{H}_0$ подставляется $\bar{h}_0 - \bar{h}_2 = \bar{H}_0 - c_2^2/2$, обозначается звездочкой:

$$\eta^*_{о.л} = \frac{H_u}{\bar{H}_0 - c_2^2/2} = 1 - \frac{\Delta H_c + \Delta H_p}{\bar{H}_0 - c_2^2/2}. \qquad (3.19)$$

[1] Следует отличать потери в решетках ξ_c и ξ_p, отнесенные к полной энергии ступени, от потерь ζ_c и ζ_p, отнесенных к располагаемой энергии данной решетки.

Из соотношений (3.7) и (3.8) получим

$$\eta_{о.л} = \frac{u(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2)}{\bar{H}_0} = 2\frac{u}{c_ф}(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2), \qquad (3.20)$$

или

$$\eta_{о.л} = 2\frac{u}{c_ф}(c_1 \cos\alpha_1 + w_2 \cos\beta_2 - u).$$

После несложных преобразований получим

$$\eta_{о.л} = 2\frac{u}{c_ф}\left[\varphi \cos\alpha_1 \sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c_ф} + \psi \cos\beta_2 \sqrt{\varphi^2(1-\rho) + \left(\frac{u}{c_ф}\right)^2 - 2\frac{u}{c_ф} \times \varphi \cos\alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \rho}\right]. \qquad (3.21)$$

Таким образом, относительный лопаточный КПД является функцией отношения скоростей $u/c_ф$, степени реактивности ρ, коэффициентов скорости φ и ψ, углов выхода потока из решеток α_1 и β_2.

В частных случаях выражение для КПД принимает более простую форму.

Рассмотрим чисто активную ступень ($\rho = 0$). Тогда выражение для относительного лопаточного КПД можно преобразовать следующим образом:

$$\eta_{о.л} = \frac{2u(w_1 \cos\beta_1 + w_2 \cos\beta_2)}{c_ф^2} = \frac{2u(c_1 \cos\alpha_1 - u)\left(1 + \frac{w_2}{w_1}\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right)}{c_ф^2}.$$

Принимая во внимание, что в этом случае $c_1 = \varphi c_ф$ и $w_2 = \psi w_1$, получаем

$$\eta_{о.л} = 2\frac{u}{c_ф}\left(\varphi \cos\alpha_1 - \frac{u}{c_ф}\right)\left(1 + \psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right). \qquad (3.22)$$

Если в первом приближении принять, что в рассматриваемой ступени, проектируемой для различных $u/c_ф$, характеристики решеток φ, ψ, α_1 и $\cos\beta_2/\cos\beta_1$ остаются неизменными, то можно найти значение **отношения скоростей**, называемое **оптимальным** $(u/c_ф)_{опт}$, при котором КПД $\eta_{о.л}$ имеет максимум.

Для этого вычислим производную

$$d\eta_{о.л}/d\left(\frac{u}{c_ф}\right),$$

приравняем ее нулю, и получим

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт} = \frac{\varphi \cos\alpha_1}{2}. \qquad (3.23)$$

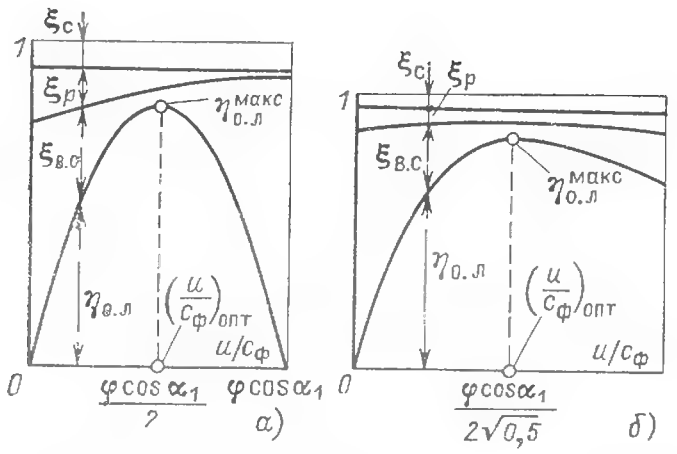


Рис. 3.5. Зависимость коэффициентов потерь ξ_c, ξ_p, $\xi_{в.с}$ и КПД $\eta_{о.л}$ от отношения скоростей $u/c_ф$ при проектировании турбинной ступени:

а — при $\rho=0$; *б* — при $\rho=0,5$. Принято $\varphi=\text{const}$, $\psi=\text{const}$, $v_{2t}/v_{1t}=1$

Отсюда определяем максимальное значение относительного лопаточного КПД чисто активной ступени:

$$\eta_{о.л}^{макс}=0,5\varphi^2\cos^2\alpha_1\left(1+\psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right). \qquad (3.24)$$

Параболический характер изменения КПД определяется [см. соотношение (3.22)] зависимостью отдельных потерь от $u/c_ф$, которая может быть получена непосредственно подсчетом потерь в решетках и потери с выходной скоростью для разных $u/c_ф$ при соблюдении принятых ранее допущений. Выражая потери в долях от располагаемой энергии и вычитая сумму потерь из единицы, получаем ту же кривую для КПД ступени, что и по формуле (3.22). Проведенный таким образом расчет позволяет построить кривые изменения отдельных потерь в зависимости от $u/c_ф$ (рис. 3.5,*а*). Наиболее сильно от $u/c_ф$ зависят потери с выходной скоростью; максимум КПД получается примерно при том отношении скоростей $u/c_ф$, при котором потери с выходной скоростью имеют наименьшую величину.

Если принять, что $(\eta_{о.л})^{макс}$ соответствует минимуму выходной скорости c_2, что в свою очередь отвечает ее осевому направлению, т. е. $\alpha_2=\pi/2$, то можно вывести формулу для КПД ступени $\eta_{о.л}$ при любой степени реактивности. В этом случае $w^2_2=u^2+c^2_2$, а используя формулы (3.9) и (3.15) и приняв $\varphi=\psi=1$, получим выражение для оптимального отношения скоростей

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт}=\frac{1-(c_2/c_ф)^2}{2\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho}}. \qquad (3.25)$$

Если принять

$$c_2=c_1\sin\alpha_1=c_ф\sin\alpha_1\sqrt{1-\rho},$$

что согласно треугольникам скоростей (см. рис. 3.4) справедливо при равенстве осевых составляющих скоростей $c_1\sin\alpha_1=c_2\sin\alpha_2$, то получим

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт}=\frac{\cos^2\alpha_1+\rho\sin^2\alpha_1}{2\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho}},$$

а поскольку $\rho\ll\text{ctg}^2\alpha_1$, то

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт}\approx\frac{\cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}. \qquad (3.26)$$

Таким образом, оказывается, что оптимальное отношение скоростей обратно пропорционально $\sqrt{1-\rho}$. Из (3.23) и (3.26) получим

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт}\approx\frac{\varphi\cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}. \qquad (3.27)$$

Из этого соотношения видно, что при $\rho=0,5$ оптимальное отношение скоростей в $\sqrt{2}$ раз больше, чем при $\rho=0$, а при той же окружной скорости u оптимальный теплоперепад $\bar{H}_0$ в 2 раза меньше. Зависимость потерь ξ_c, ξ_p, $\xi_{в.с}$ и $\eta_{о.л}$ для ступени с $\rho=0,5$ показана на рис. 3.5,*б*.

Для определения основных размеров ступени при заданном теплоперепаде ступени $\bar{H}_0=H_0+c^2_0/2$ и выбранном значении отношения скоростей $u/c_ф$ диаметр ступени выражается соотношением

$$d=\frac{\sqrt{2\bar{H}_0}}{\pi n}\frac{u}{c_ф},$$

где n — частота вращения, 1/с.

При заданном значении диаметра d располагаемый теплоперепад ступени

$$\bar{H}_0=\frac{1}{2}\left(\frac{\pi dn}{u/c_ф}\right)^2. \qquad (3.28)$$

Выходная площадь сопловой решетки для дозвукового режима, т. е. при

$$M_{1t}=c_{1t}/a_1<1 \qquad (3.29)$$

или

$$\varepsilon_1=p_1/\bar{p}_0>\varepsilon_*, \qquad (3.30)$$

находится из уравнения неразрывности

$$F_1=G_1v_{1t}/\mu_1c_{1t}, \qquad (3.31)$$

где удельный объем v_{1t} определяется по *h, s*-диаграмме в конце изоэнтропийного расширения в решетке (см. рис. 3.3).

Коэффициент расхода μ_1 зависит от геометрических и режимных параметров решетки (см. § 2.5). В первом приближении $\mu_1=0,98$, более точные значения μ_1 представлены на графиках рис. 2.18. При протекании через решетку влажного пара вводят поправку на коэффициент расхода по рис. 2.19.

При сверхзвуковых скоростях потока, т. е. при $M_{1t}>1$ (или при $\varepsilon_1<\varepsilon_*$), если применяются суживающиеся решетки, выходная их площадь находится из уравнения

$$F_1=G_1v_{1*}/\mu_1c_*. \qquad (3.32)$$

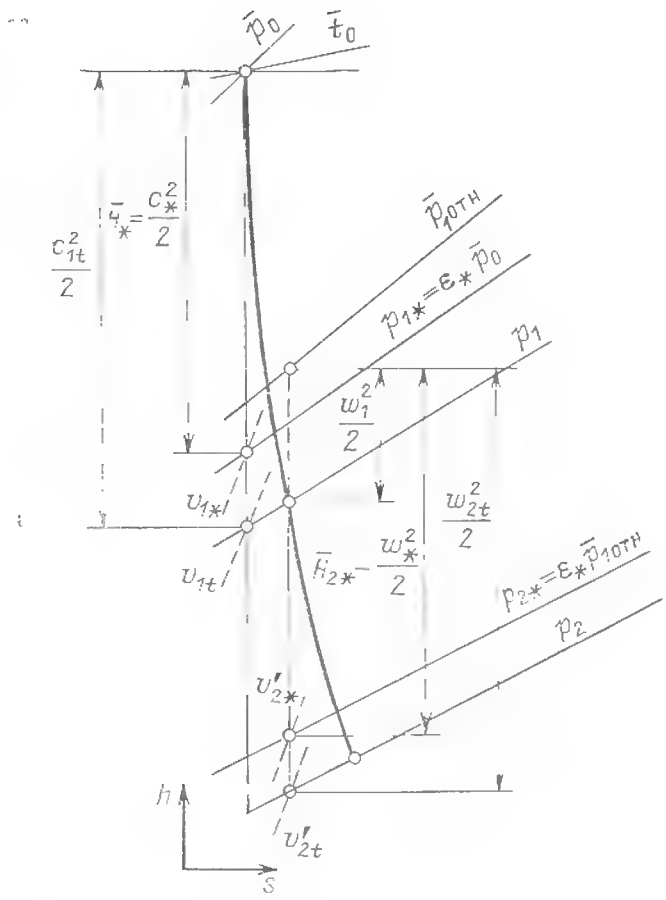


Рис. 3.6. К определению критических параметров пара в турбинной ступени

Здесь v_{1*} и c_* соответствуют критическому отношению давлений $\varepsilon_1 = \varepsilon_*$ (рис. 3.6) или критическому теплоперепаду $\bar{H}_* = c^2{}_2/2$, где

$$c_* = \sqrt{\varkappa p_* v_*} = \sqrt{\frac{2\varkappa}{\varkappa+1}\bar{p}_0 \bar{v}_0}.$$

Выходная высота сопловой решетки l_1 (см. рис. 3.1) находится из выражения

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi d e \sin\alpha_{1э}}. \qquad (3.33)$$

Здесь e — степень парциальности — длина дуги сопловой решетки, отнесенная ко всей окружности:

$$e = z_1 t_1/\pi d. \qquad (3.34)$$

Частичный (парциальный) подвод пара ($e<1$) осуществляется в регулирующей ступени и иногда в первых ступенях турбин небольшой мощности (до $P_э = 4 \div 12$ МВт), в некоторых ступенях транспортных паровых турбин, т. е. обычно при малых значениях F_1.

Выходная площадь рабочей решетки для докритического режима, т. е. при $M_{2t} = w_{2t}/a_2 < 1$ или $\bar{\varepsilon}_2 = p_2/\bar{p}_{1отн} > \varepsilon_*$, где $\bar{p}_{1отн}$ — давление торможения в относительном движении (см. рис. 3.3), находится из уравнения неразрывности

$$F_2 = G_2 v_{2t}/\mu_2 w_{2t}. \qquad (3.35)$$

Удельный объем v_{2t} определяется по h, s-диаграмме в конце изоэнтропийного расширения в решетке v'_{2t} (см. рис. 3.3 и 3.6). Однако с достаточной точностью все удельные объемы для подсчета размеров ступени можно принимать на основной изоэнтропе, т. е. вместо v'_{2t} принимать v_{2t} (см. рис. 3.3). Коэффициент расхода в первом приближении $\mu_2 = 0{,}95$ (см. рис. 2.18). При протекании влажного пара через реактивную рабочую решетку коэффициент расхода возрастает и находится по рис. 2.19.

При сверхзвуковых скоростях потока, т. е. при $M_{2t} > 1$ (или при $\bar{\varepsilon}_2 < \varepsilon_*$), выходная площадь находится по уравнению

$$F_2 = G_2 v_{2*}/\mu_2 w_*. \qquad (3.36)$$

Здесь v_{2*} и w_* соответствуют критическому отношению давлений $p_{2*}/\bar{p}_{1отн} = \varepsilon_*$ (см. рис. 3.6) или критическому теплоперепаду $\bar{H}_{2*} = w^2{}_*/2$, где

$$w_* = \sqrt{\varkappa p_{2*} v_{2*}} = \sqrt{\frac{2\varkappa}{\varkappa+1}\bar{p}_{1отн}\bar{v}_{1отн}}.$$

Высота рабочей решетки l_2 выбирается по высоте сопловой решетки l_1 и перекрыше $l_2 - l_1 = \Delta l_п + \Delta l_к$ (см. рис. 3.1) с учетом плавности проточной части. Тогда определяется эффективный угол выхода из рабочей решетки:

$$\sin\beta_{2э} = \frac{F_2}{\pi d e l_2}. \qquad (3.37)$$

Если, как это обычно делается, считать $G_2 = G_1 = G$, то из уравнений неразрывности для решеток ступени можно получить соотношение

$$\frac{w_2 \sin\beta_2}{c_1 \sin\alpha_1} = \frac{l_1}{l_2}\,\frac{v_{2t}}{v_{1t}}\,\frac{\psi/\mu_2}{\varphi/\mu_1}\,\frac{\sin\beta_2/\sin\beta_{2э}}{\sin\alpha_1/\sin\alpha_{1э}} \approx \frac{l_1}{l_2}\,\frac{v_{2t}}{v_{1t}}. \qquad (3.38)$$

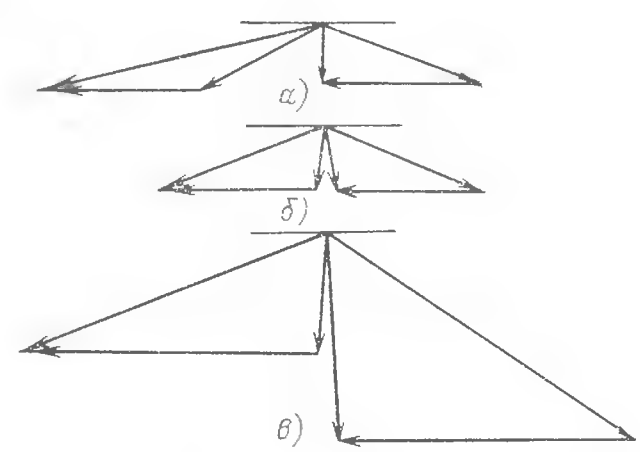


Рис. 3.7. Треугольники скоростей для турбинных ступеней:
а — при $\rho<0{,}1$; *б* — при $\rho\approx0{,}5$ и $v_{2t}/v_{1t}=1$; *в* — при $\rho\approx0{,}5$ и $v_{2t}/v_{1t}=1{,}6$

Согласно этому выражению при $v_{2t}/v_{1t} \approx \approx 1$, что соответствует активным ступеням, а также любым ступеням при малых скоростях потока ($M \ll 1$), осевые составляющие скоростей на выходе из решеток обратно пропорциональны высотам лопаток и $w_2 \sin\beta_2 < < c_1 \sin\alpha_1$.

В ступенях со значительной степенью реактивности, спроектированных на большой теплоперепад, $v_{2t}/v_{1t} > 1$ и $\frac{w_2 \sin\beta_2}{c_1 \sin\alpha_1} > 1$ (см. треугольники скоростей на рис. 3.7).

3.3. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ВНУТРЕННИЙ КПД И РАСЧЕТ СТУПЕНИ

Кроме потерь, учитываемых относительным лопаточным КПД, т. е. потерь при обтекании решеток и потери с выходной скоростью, в ступени имеются потери, которые назовем условно дополнительными. Этими потерями могут быть потери от трения о пар поверхностей диска, барабана и бандажа лопаток $\xi_{тр}$; потери от парциональности $\xi_{парц}$; потери от перетечек в ступени, когда часть пара проходит помимо одной из решеток ступени $\xi_у$; потери от влажности $\xi_{вл}$ (в ступенях, работающих влажным паром); потери, связанные с наличием проволочных связей; (их удобнее учитывать соответствующим снижением коэффициента скорости ψ).

Коэффициент полезного действия, учитывающий все эти потери, называется относительным внутренним КПД:

$$\eta_{0i} = \eta_{0.л} - \Sigma\xi_{доп} = \eta_{0.л} - \xi_{тр} - \xi_{парц} - \xi_у - \xi_{вл}. \quad (3.39)$$

В ступенях газовых турбин могут быть потери, связанные с охлаждением лопаток и других элементов.

Следует отметить, что приведенный выше перечень потерь энергии в ступени весьма условен, так как потери взаимосвязаны. Например, перетечки пара меняют характер обтекания решеток, а потери от влажности меняют характеристики решеток. Те или иные дополнительные потери в зависимости от типа ступени, размеров решеток и параметров могут существенно снижать экономичность ступени, быть незначительными или вообще отсутствовать. Дополнительные потери влияют также на оптимальное отношение скоростей $u/c_ф$.

Потери от трения диска

Вращение диска, на котором установлены рабочие лопатки, в камере, заполненной паром, требует затраты мощности. Мощность, расходуемая на преодоление трения при вращении диска $\Delta P_{тр}$, заимствуется из полезной мощности, развиваемой на лопатках, так что получаемая на валу турбины внутренняя мощность меньше мощности P_u, развиваемой потоком пара на лопатках турбинной ступени, на величину $\Delta P_{тр}$.

При вращении диска пар, заполняющий камеру ступени, также приводится во вращение, и приобретает вихревое движение в меридиональном сечении вследствие того, что частицы пара, прилегающие к диску, испытывают действие центробежных сил, которые вызывают движение пара от центра к периферии вблизи диска и от периферии к центру вблизи неподвижной поверхности камеры ступени. Вихревой поток в меридиональной поверхности увеличивает затрату мощности на вращение диска.

Примем, что сила трения пропорциональна квадрату скорости. Выделяя элементарную кольцевую поверхность радиусом r и шириной dr, найдем элементарную силу трения о диск:

$$dR_{тр} = k_д 2\pi r dr \frac{u^2}{2v_1},$$

где $k_д$ — коэффициент пропорциональности; $v_1 \approx v_2$ — удельный объем пара в камере.

Элементарная мощность трения равна произведению силы на скорость и должна быть удвоена, если учесть поверхность обеих сторон диска:

$$\Delta P_{тр} = 2u dR_{тр} = 2\int_{r_{вг}}^{r_д} u dR_{тр} = 2\pi k_д \frac{\omega^3}{v_1} \int_{r_{вт}}^{r_д} r^4 dr =$$

$$= \frac{2}{5}\pi k_д \frac{\omega^3 r_д^5}{v_1}\left[1 - \left(\frac{r_{вг}}{r_д}\right)^5\right].$$

Пренебрегая ввиду малости величиной $(r_{вт}/r_д)^5$ и проведя несложные преобразования, получим

$$\Delta P_{тр} = k_{тр} \frac{u_д^3 d_д^2}{2v_1}, \quad (3.40)$$

где $d_д = d - l_2$.

Коэффициент трения $k_{тр}$ зависит главным образом от числа Рейнольдса ($Re_u = ur_д/\nu_1$), режима течения в зазоре, относительного зазора $s/r_д$ и шероховатости поверхности. По опытам $k_{тр} \approx (0{,}4 \div 0{,}8) \cdot 10^{-3}$, если $\Delta P_{тр}$ выражается в кВт. Бо́льшая величина $k_{тр}$ обычно относится к последним ступеням паровых турбин, где Re_u меньше.

Относительная величина потери на трение диска составит:

$$\xi_{тр} = \frac{\Delta P_{тр}}{P_0} = \frac{k_{тр}}{2} \frac{u_д^3 d_д^2}{G\bar{H}_0 v_1}. \quad (3.41)$$

Заменяя приближенно $Gv_1 \approx F_1 c_ф$ и пренебрегая разницей между $d_д$ и d, где d — средний диаметр ступени, получим

$$\xi_{тр} = k_{тр} \frac{d^2}{F_1}\left(\frac{u}{c_ф}\right)^3. \quad (3.42)$$

Парциальный подвод пара и связанное с ним снижение КПД

В ступенях паровых турбин с малым объемным пропуском пара Gv, когда выходные площади решеток малы, применяется парциальный подвод пара. В мощных турбинах, а тем более в турбинах насыщенного пара, где на входе объемы пара велики, таких ступеней нет. Однако во многих турбинах имеется специально выделенная, первая, так называемая регулирующая ступень, выходная площадь сопловой решетки которой изменяется в зависимости от пропуска пара через турбину (см. § 5.3).

При парциальном подводе возникают дополнительные потери энергии, снижающие экономичность ступени. Если пар подводится парциально ($e<1$), при вращении диска каналы рабочих лопаток попеременно то заполняются струей протекающего пара, то выходят из парового потока и вращаются в нерабочем паровом пространстве. При этом рабочие лопатки, работая как вентилятор, захватывают и перемещают пар, заполняющий камеру ступени, что сопровождается затратой энергии.

Помимо вентиляционных потерь в ступенях с парциальным подводом пара возникают потери на концах дуг сопловых сегментов. В период времени, затрачиваемый рабочими лопатками на прохождение дуги $\pi d(1-e)$, в пределах которой нет подвода парового потока к лопаткам, в каналах рабочей решетки организованное течение прекращается и в них остается пар, имеющий очень малую скорость. При подходе лопаточных каналов, заполненных таким паром, к потоку, вытекающему из соплового сегмента, энергия струи частично расходуется на ускорение массы этого пара. При выходе каналов рабочих решеток из активного потока возникает аналогичная картина. Разница заключается лишь в том, что у спинки профиля активный поток пара сохраняется, в то время как на вогнутой поверхности движение продолжается лишь по инерции. На концах дуг подвода пара возникают также потери от утечки и от подсоса (эжекции) пара. Утечки в парциальной ступени тем больше, чем выше расчетная степень реактивности. Значительная степень реактивности при парциальном подводе резко снижает экономичность ступени и поэтому не применяется при проектировании таких ступеней.

Снижение КПД ступени при парциальном подводе находится [47] по формуле

$$\xi_{\text{парц}} = \xi_{\text{вент}} + \xi_{\text{сегм}} = \frac{k_{\text{в}}}{\sin\alpha_{1э}}\frac{1-e}{e}\left(\frac{u}{c_{\text{ф}}}\right)^2 + k_{\text{сегм}}\frac{b_2 l_2}{F_1}\frac{u}{c_{\text{ф}}}\, i\eta_{\text{о.л}}. \qquad (3.43)$$

Здесь i — число дуг подвода (сегментов); $k_{\text{в}}\approx 0{,}065$; $k_{\text{сегм}}\approx 0{,}25$.

Потери от утечек в ступени

Помимо основного расхода пара G, протекающего через сопловые и рабочие решетки, в ступени возникает ряд утечек пара, которые снижают ее КПД. Для уменьшения утечек пара в турбинах широкое распространение получили лабиринтовые уплотнения.

Схема лабиринтового уплотнения показана на рис. 3.8,*а*. Уплотнение состоит из ряда последовательных узких кольцевых щелей, образованных гребешками и поверхностью ротора, и относительно широких камер. При протекании через суженное сечение (с зазором $\delta_{\text{у}}$) пар разгоняется до скорости c. В расширительной камере уплотнения поток тормозится и кинетическая энергия $c^2/2$ переходит в теплоту. Проходя через следующий зазор, пар вновь разгоняется, с тем чтобы затормозиться в очередной расширительной камере уплотнения. Таким образом, процесс протекания пара через уплотнение сводится к последовательно чередующимся ускорениям пара и гашению его кинетической энергии. Чем больше гребней имеет лабиринт, тем больше его гидравлическое сопротивление и тем меньшее количество пара протекает через него.

Процесс расширения пара в лабиринтовом уплотнении в h, s-диаграмме может быть изображен следующим образом (рис. 3.8,*б*). Если начальное состояние пара перед лабиринтом определяется точкой A, то ускорение пара в зазоре первого гребня уплотнения происходит из-за расширения до некоторого промежуточного давления p'. В расширительной камере при неизменном давлении кинетическая энергия гасится, переходя в теплоту, чему соответствует повышение энтальпии до начального уровня h_0. Дальше происходит новое расширение пара до давления p'' и новое восстановление энтальпии (точка B). Точно так же протекает процесс в последующих зазорах до тех пор, пока не будет достигнуто противодавление p_1.

Рассмотрим уплотнение, имеющее одинаковые площади зазора $F_{\text{у}}=\pi d_{\text{у}}\delta_{\text{у}}$. Поскольку расширение газа при течении через уплотнение связано с увеличением его объема, то скорость протекания через зазоры постепенно возрастает от одного зазора к другому и соответственно возрастают теплоперепады H,

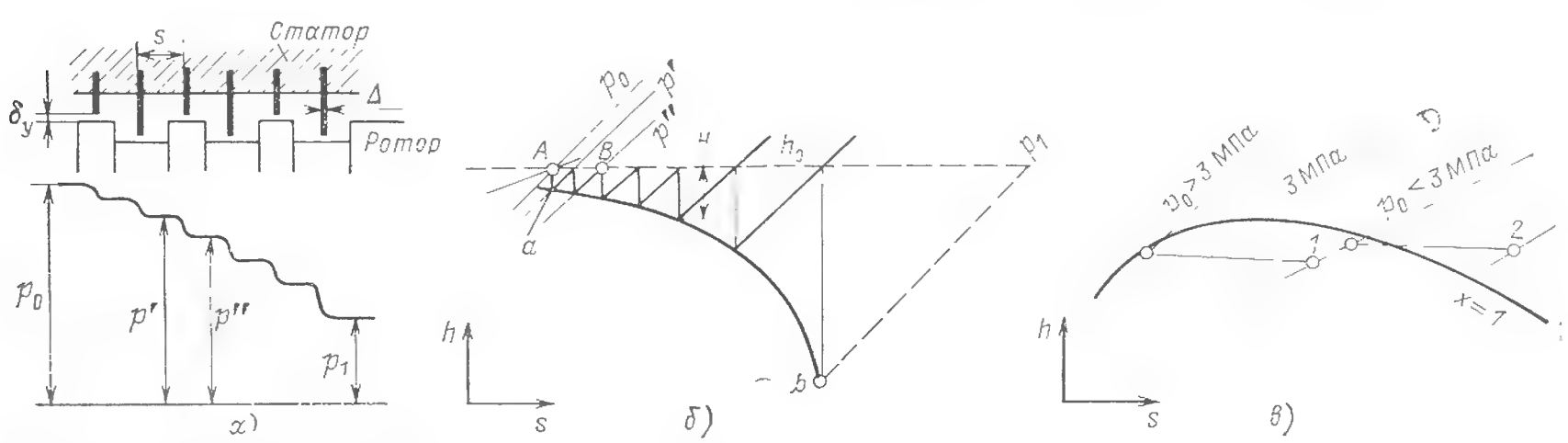


Рис. 3.8. Лабиринтовое уплотнение:

а — схема ступенчатого уплотнения; *б* — процесс расширения пара в h, s-диаграмме; *в* — то же для влажного пара; *1* — состояние пара на выходе из уплотнения при $p_0>3$ МПа; *2* — то же при $p_0<3$ МПа и $x_0>0{,}98$

определяющие ускорение пара в каждом зазоре лабиринта. Если в каждой расширительной камере кинетическая энергия $c^2_2/2$ гасится полностью, то точки, соответствующие состоянию пара в расширительной камере каждого лабиринта, находятся на линии начальной энтальпии, а точки состояния совпадают с линией *ab* (рис. 3.8,*б*), построенной для постоянного отношения $G_у/F_у$ (так называемая линия Фанно).

Поток пара через лабиринтовое уплотнение следует рассматривать как поток через ряд последовательных отверстий с острой кромкой. В отличие от плавно суживающегося сопла, в котором струя пара за выходной границей сопла обладает практически таким же сечением, как и выходное сечение сопла, так что коэффициент расхода сопла близок к единице, при истечении из отверстия с острой кромкой в дозвуковой области сечение сужается, и коэффициент расхода, представляющий отношение расхода через зазор с острой кромкой к расходу через сопло той же выходной площади и при том же отношении давлений, составляет $\mu_у=0{,}63\div0{,}68$. По мере понижения давления за отверстием коэффициент расхода не сохраняется постоянным, а растет и достигает при малых значениях давления на выходе величины $\mu_у=0{,}85$; поэтому при истечении из отверстия с острой кромкой расход продолжает возрастать даже тогда, когда отношение давлений ε становится ниже критического ε_*. Наибольшая величина расхода перегретого водяного пара по опытным данным достигается при $\varepsilon_{**}=0{,}13$, а при дальнейшем уменьшении ε расход пара сохраняется.

Несколько отличен характер течения через уплотнения влажного пара. Однако реально при эксплуатации турбины гребешки не имеют острой кромки, и определение расхода через них как перегретого, так и влажного пара принципиально не отличается от расчета расхода через сопло с проходной площадью $F_у$ и несколько меньшим коэффициентом расхода: $\mu_у=0{,}75\div0{,}9$.

Утечка через ступенчатое лабиринтовое уплотнение подсчитывается по формуле [47]

$$G_у=\mu_у F_у\sqrt{\frac{p_0}{v_0}}\sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{z}}, \qquad (3.44)$$

где $\varepsilon=p_1/p_0$ — отношение давлений на весь лабиринт; z — число гребней.

При больших взаимных осевых смещениях ротора и статора иногда, чтобы избежать задевания гребешков о ступеньки, показанные на рис. 3.8,*а*, ротор выполняется гладким. Такое уплотнение называют прямоточным. В этом случае скорость пара после зазора гасится не полностью и расход

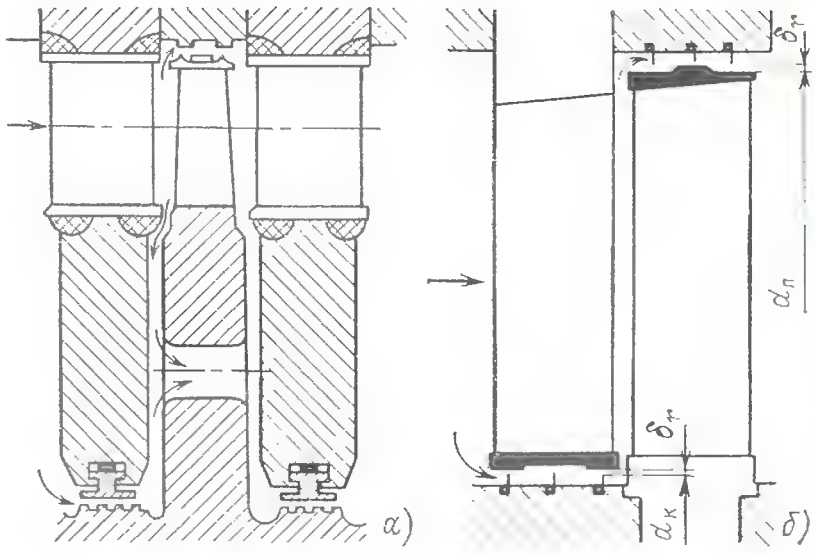


Рис. 3.9. Схема протечек в турбинной ступени:
а — ступень активного типа; *б* — ступень реактивного типа

$G_у$ будет больше, чем в ступенчатом уплотнении. Увеличение расхода в коротком (при $z=2\div5$) уплотнении составит 20—60%, а в длинном (при $z=10\div30$) — до 50—100%.

Рассматривая процесс расширения в лабиринтовом ступенчатом уплотнении (рис. 3.8,*б*), следует обратить внимание на то, что на выходе из уплотнения энтальпия такая же, как и на входе, а температура газа или перегретого пара при этом почти не меняется. Если начало процесса в уплотнении отвечает насыщенному или слегка перегретому пару и давление $p<3\div4$ МПа (рис. 3.8,*в*), то пар на выходе из уплотнения обычно оказывается перегретым. Если перед уплотнением давление пара $p_0>3$ МПа и сухость $x_0=0{,}98\div1{,}0$, то на выходе из уплотнения пар останется влажным; температура его, зависящая только от давления, будет понижаться.

Рассмотрим схему протечек в турбинной ступени активного типа, когда сопловые лопатки располагаются в диафрагме, а рабочие — на дисках (рис. 3.9,*а*). Для уменьшения количества пара $\Delta G_{д.у}$, проходящего мимо сопловой решетки, между диафрагмой и валом устанавливают диафрагменное уплотнение. Из-за небольшой ширины диафрагмы уплотнение имеет всего несколько гребешков ($z_у=2\div8$, изредка $z_у=10\div16$). Если диск не имеет разгрузочных отверстий, то весь пар, проходящий через это уплотнение, будет поступать через корневой зазор $\delta_к$ в проточную часть ступени, тормозя основной поток, выходящий из сопловой решетки. Тогда потери от этой утечки и одновременно подсоса в рабочую решетку определяются по формуле

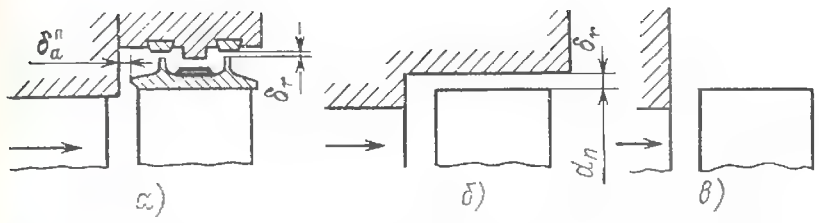


Рис. 3.10. Зазоры в периферийной части рабочих лопаток ступени:

а — при рабочих лопатках с бандажом; *б* и *в* — при рабочих лопатках без бандажа

$$\xi_{д.у} = 2\frac{\Delta G_{д.у}}{G}\eta_{о.л}. \qquad (3.45)$$

Если диск выполнен с разгрузочными отверстиями (рис. 3.9,*а*) и, как обычно, можно предположить, что через эти отверстия пройдет весь расход $\Delta G_{д.у}$, то

$$\xi_{д.у} = \frac{\Delta G_{д.у}}{G}\eta_{о.л}. \qquad (3.46)$$

Здесь

$$\frac{\Delta G_{д.у}}{G} \approx \frac{\mu_у F_у/\sqrt{z_у}}{F_1}.$$

Кроме того, во всех ступенях имеется протечка поверх рабочих лопаток, которая принципиально различна для ступени с рабочими лопатками с бандажом и без него. В первом случае можно считать, что снижение КПД равно относительной величине этой протечки $\Delta G_{п.у}/G$ с учетом $\eta_{о.л}$, т. е.

$$\xi'_{п.у} = \frac{\Delta G_{п.у}}{G}\eta_{о.л}. \qquad (3.47)$$

Утечка поверх бандажа зависит от размеров зазоров, показанных на рис. 3.10,*а*, так называемого открытого осевого зазора $\delta^п_а$ между диафрагмой и лопаточным бандажом и радиальных зазоров над этим бандажом δ_r, а также коэффициентов расхода через эти зазоры. Указанные зазоры можно свести к эквивалентному зазору $\delta_{экв}$ с той же величиной протечки

$$\delta_{экв} = [\mu_а^{-2}(\delta^п_а)^{-2} + \mu_r^{-2}\delta_r^{-2}z_r]^{-1/2}. \qquad (3.48)$$

Здесь μ_r — коэффициент расхода для радиального зазора; z_r — число радиальных гребней; $\mu_а$ — коэффициент расхода для осевого зазора, который в первом приближении можно принять равным 0,5. Если взять $\mu_r \approx \approx 0.8$, то

$$\delta_{экв} = [4(\delta^п_а)^{-2} + 1{,}5z_r\delta_r^{-2}]^{-1/2}. \qquad (3.49)$$

Тогда потери от утечки поверх бандажа найдутся по формуле

$$\xi'_{п.у} = \frac{\pi d_п \delta_{экв}}{\mu_1 F_1}\frac{\sqrt{2\overline{H}_0\rho_п}}{\sqrt{2\overline{H}_0(1-\rho_{ср})}}\frac{v_{1ср}}{v_{2t}}\eta_{о.л}. \qquad (3.50)$$

Пренебрегая разницей в удельных объемах до и за рабочей решеткой, что можно допустить при небольших теплоперепадах $\overline{H}_0$ или незначительной реактивности ρ, и считая $\mu_1 \approx 1$, получаем

$$\xi'_{п.у} = \frac{\pi d_п \delta_{экв}}{F_1}\sqrt{\frac{\rho_п}{1-\rho_{ср}}}\eta_{о.л}. \qquad (3.50а)$$

Степень реактивности у периферии $\rho_п$ находится по данным § 3.4.

В ступенях с рабочими лопатками без бандажа (рис. 3.10,*б* и *в*) главной причиной снижения КПД ступени является ухудшение условий обтекания периферийной зоны рабочей решетки. Сохранив структуру формулы (3.50а), получим выражение

$$\xi''_{п.у} = \gamma\frac{\pi d_п \delta_r}{F_1}\sqrt{\frac{\rho_п}{1-\rho_{ср}}}\eta_{о.л}, \qquad (3.50б)$$

где $\gamma = 1{,}5 \div 2{,}0$ учитывает снижение коэффициента скорости ψ. При открытом пространства над рабочими лопатками (рис. 3.10,*в*) или очень большом зазоре в формулу (3.50б) подставляют величину

$$\delta_r = t_п \sin\beta_{п1}.$$

Здесь $t_п$, $\beta_{1п}$ относятся к периферийному сечению рабочих лопаток.

В реактивной ступени со средней степенью реактивности $\rho_{ср} = 0{,}5$ и одинаковым типом уплотнения сопловых и рабочих лопаток (рис. 3.9,*б*) можно подсчитать снижение КПД от утечек следующим образом. По аналогии с формулами (3.50а) для лопаток с бандажом запишем:

для сопловой решетки

$$\xi_{к.у} = \frac{\pi d_к \delta_{экв.к}}{F_1}\sqrt{\frac{1-\rho_к}{1-\rho_{ср}}}\eta_{о.л};$$

для рабочей решетки

$$\xi_{п.у} = \frac{\pi d_к \delta_{экв.п}}{F}\sqrt{\frac{\rho_п}{1-\rho_{ср}}}\eta_{о.л}.$$

Принимая $\delta_{экв.к} \approx \delta_{экв.п} \approx \delta_{экв}$, находим [47]

$$\xi_у = 2\frac{\pi d \delta_{экв}}{F_1}\sqrt{1+1{,}8l/d}\,\eta_{о.л}.$$

Аналогичная формула для снижения КПД реактивной ступени с лопатками без бандажа имеет вид

$$\xi_у = 3\frac{\pi d \delta_r}{F_1}\sqrt{1+1{,}8l/d}\,\eta_{о.л}.$$

Формула применима при $\delta_r \ll t_п$. При бо́льших значениях δ_r и $d/l < 4$ в нее подставляется величина $\delta_r = t_п$.

Выполним некоторые преобразования формул для потерь от утечек. Примем, что эквивалентный зазор $\delta_{экв}$ пропорционален диаметру ступени: $\delta_{экв} = k_б d/\sqrt{z_у}$, где $z_у$ — число гребешков, а $k_б \approx 0{,}001$, и используем соотношение

$$d^2 = \left(\frac{u}{\pi n}\right)^2 = \frac{2\overline{H}_0}{(\pi n)^2}\left(\frac{u}{c_ф}\right)^2.$$

Тогда получим формулу

$$\xi_у = 1{,}27k_б\frac{\overline{H}_0\eta_{о.л}}{n^2F_1}\left(\frac{u}{c_ф}\right)^2,$$

где $\bar{H}_0$ выражено в Дж/кг; n — в 1/с, F_1 — в м^2.

При заданных величинах теплоперепада ступени $\bar{H}_0$, площади F_1 и частоты вращения n потери от утечек $\xi_у$ оказываются пропорциональными $(u/c_ф)^2$.

Влияние дополнительных потерь на оптимальное отношение скоростей

Рассмотренные выше дополнительные (не учитываемые $\eta_{о.л}$) потери $\xi_{тр}$, $\xi_{парц}$ и $\xi_у$ зависят от отношения скоростей $u/c_ф$ и увеличиваются с его ростом. Поэтому эти потери не только снижают экономичность ступени, но и уменьшают то отношение скоростей, при котором η_{0i} будет максимальным. Это видно из рис. 3.11, где в качестве примера показано влияние дополнительных потерь на η_{0i} и $(u/c_ф)_{опт}$. Если для обеспечения максимального значения $\eta_{о.л}^{макс}$ оптимальное отношение скоростей можно найти по формуле (3.27), то для достижения наивысшего значения $\eta_{0i}^{макс}$ следует определять $(u/c_ф)_{опт}$ по формуле

$$\left(\frac{\tilde{u}}{c_ф}\right)_{опт} \approx \frac{\varphi\cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}\left[1-\sqrt{1-\rho}\,(\eta_{о.л}-\eta_{0i})\right]. \qquad (3.51)$$

Пример 3.1. Расчет турбинной ступени, работающей перегретым паром. Произведем расчет первой ступени ЦНД (после промежуточного перегрева) мощной турбины насыщенного пара типа К-1000-60/1500 на n=25 1/с (см., например, рис. 6.21).

Задано: параметры пара перед ступенью p_0=1,1 МПа, t_0=250 °С, чему отвечает h_0=2939,0 кДж/кг и v_0=0,2107 м^3/кг; расход пара G=200,0 кг/с.

Из условий конструирования всего цилиндра и предварительной оценки размеров ступеней (см. ниже § 4.2) принято $d_1=d_2=d$=3014 мм. По конструктивным соображениям с последующей проверкой надежности (см. гл. 7) выбраны хорды сопловых b_1=100 мм и рабочих b_2=50 мм лопаток. Объемный расход невелик (Gv_0=42 м^3/с) и при таком большом, типичном для тихоходных турбин диаметре лопатки будут не такими длинными. В этом случае выбираем угол $\alpha_{1э}$=11,5°, а степень реактивности ρ=0,10. Тогда оптимальное отношение скоростей по формуле (3.27) будет

$$\frac{u}{c_ф}=\frac{0,96\cos 11,5°}{2\sqrt{1-0,1}}=0,496.$$

Здесь предварительно принят коэффициент скорости φ=0,96. С учетом дополнительных потерь и желательного увеличения располагаемого теплоперепада ступени выберем $u/c_ф$=0,480.

Тогда при $u=\pi dn=\pi\cdot 3,014\cdot 25=236,7$ м/с найдем $c_ф=u/(u/c_ф)=236,7/0,480=493,1$ м/с и теплоперепад $\bar{H}_0=c_ф^2/2=121,6$ кДж/кг. В первой ступени цилиндра $c_0\approx 0$ и поэтому $H_0=\bar{H}_0$.

Располагаемые перепады решеток $H_{0c}=\bar{H}_0(1-\rho)=121,6(1-0,1)=109,4$ кДж/кг и $H_{ор}=12,2$ кДж/кг. По энтальпии $h_{1t}=h_0-H_0=2939,0-109,4=2829,6$ кДж/кг (рис. 3.12,*а*) на основной изоэнтропе определим: давление за рабочими лопатками p_1=667 кПа, удельный объем v_{1t}=0,3094 м^3/кг, скорость звука $a_1=\sqrt{\varkappa p_1 v_1}=\sqrt{1,3\cdot 667\cdot 10^3\cdot 0,3094}=518$ м/с и вязкость $\nu_1=4,9\times 10^{-6}$ м^2/с.

Поскольку $\varepsilon_1=p_1/p_0=0,606>\varepsilon_*$, то выходную площадь сопловой решетки найдем по формуле (3.31):

$$F_1=\frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}}=\frac{200\cdot 0,3094}{0,975\cdot 467,7}=0,1357\ м^2.$$

Здесь $c_{1t}=\sqrt{2H_{0c}}=\sqrt{2\cdot 109,4\cdot 10^3}=467,7$ м/с и предварительно μ_1=0,975.

Высота сопловой лопатки

$$l_1=\frac{F_1}{\pi d\sin\alpha_{1э}}=\frac{0,1357}{\pi\cdot 3,014\cdot\sin 11,5°}=0,0719\ м=71,9\ мм.$$

Геометрическими и режимными параметрами сопловой решетки являются b_1/l_1=1,4; $\Delta\alpha=180-(\alpha_0+\alpha_{1э})=180-(90+11,5)=78,5°$; $\sin\alpha_{02}/\sin\alpha_{1э}$=5,0; $M_{1t}=c_{1t}/a_1$=0,9 и $Re_{1t}=\dfrac{b_1c_{1t}}{\nu_1}=10^7>Re_{авт}$.

Тогда определяем по рис. 2.18 μ_1=0,972 и по рис. 2.16 ζ_c=0,072, т. е. $\varphi=\sqrt{1-\zeta_c}$=0,963. По уточненному значению коэффициента расхода μ_1 подсчитаем: F_1=0,1361 м^2 и l_1=72,1 мм.

Строим входной треугольник скоростей (рис. 3.12,*б*), подсчитывая $c_1=\varphi c_{1t}$=450,4 м/с и принимая $\alpha_1=\alpha_{1э}$; находим β_1=23,7° и w_1=223,7 м/с. Далее по соотношению (3.15) определяем теоретическую относительную скорость выхода из рабочей решетки:

$$w_{2t}=\sqrt{w_1^2+\rho c_ф^2}=\sqrt{223,7^2+0,1\cdot 493,1^2}=272,4\ м/с.$$

Потери энергии при обтекании сопловой решетки $\Delta H_c=H_{0c}\zeta_c=109,4\cdot 0,072=7,88$ кДж/кг.

По h, s-диаграмме (рис. 3.12,*а*) определяем энтальпию пара на входе в рабочую решетку $h_1=h_{1t}+\Delta H_c$ и удельный объем пара за ней v_{2t}'=0,3267 м^3/кг при изоэнтропийном процессе расширения. По величине v_{2t}' следует далее определять F_2, a_2 и Re_2. Однако для упрощения расчета (особенно при использовании малых ЭВМ) и принимая во внимание, что при этом погрешность не выходит за рамки точности всего расчета, используем значения удельного объема пара на основной изоэнтропе, т. е. v_{2t}=0,3238 м^3/кг.

За рабочей решеткой давление пара p_2=629 кПа, скорость звука a_2=515 м/с, вязкость $\nu_2=5\cdot 10^{-6}$ м^2/с, следовательно, $M_{2t}=w_{2t}/a_2$=0,53 и $Re_{2t}=b_2w_{2t}/\nu_2=2,7\times 10^6>Re_{авт}$. Так как $M_{2t}<1$, то выходную площадь рабочей решетки вычисляем по формуле (3.35):

$$F_2=\frac{Gv_{2t}}{\mu_2 w_{2t}}=\frac{200,0\cdot 0,3238}{0,95\cdot 272,4}=0,2503\ м^2,$$

где предварительно принято μ_2=0,95.

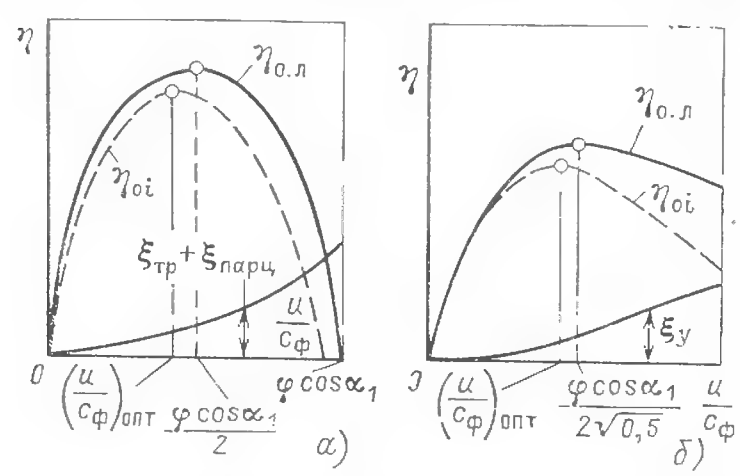


Рис. 3.11. Влияние дополнительных потерь на η_{0i} и оптимальное отношение скорости $(u/c_ф)_{опт}$:
а — для активной ступени $\eta_{0i}=\eta_{о.л}-(\xi_{тр}+\xi_{парц})$; *б* — для реактивной ступени $\eta_{0i}=\eta_{о.л}-\xi_у$

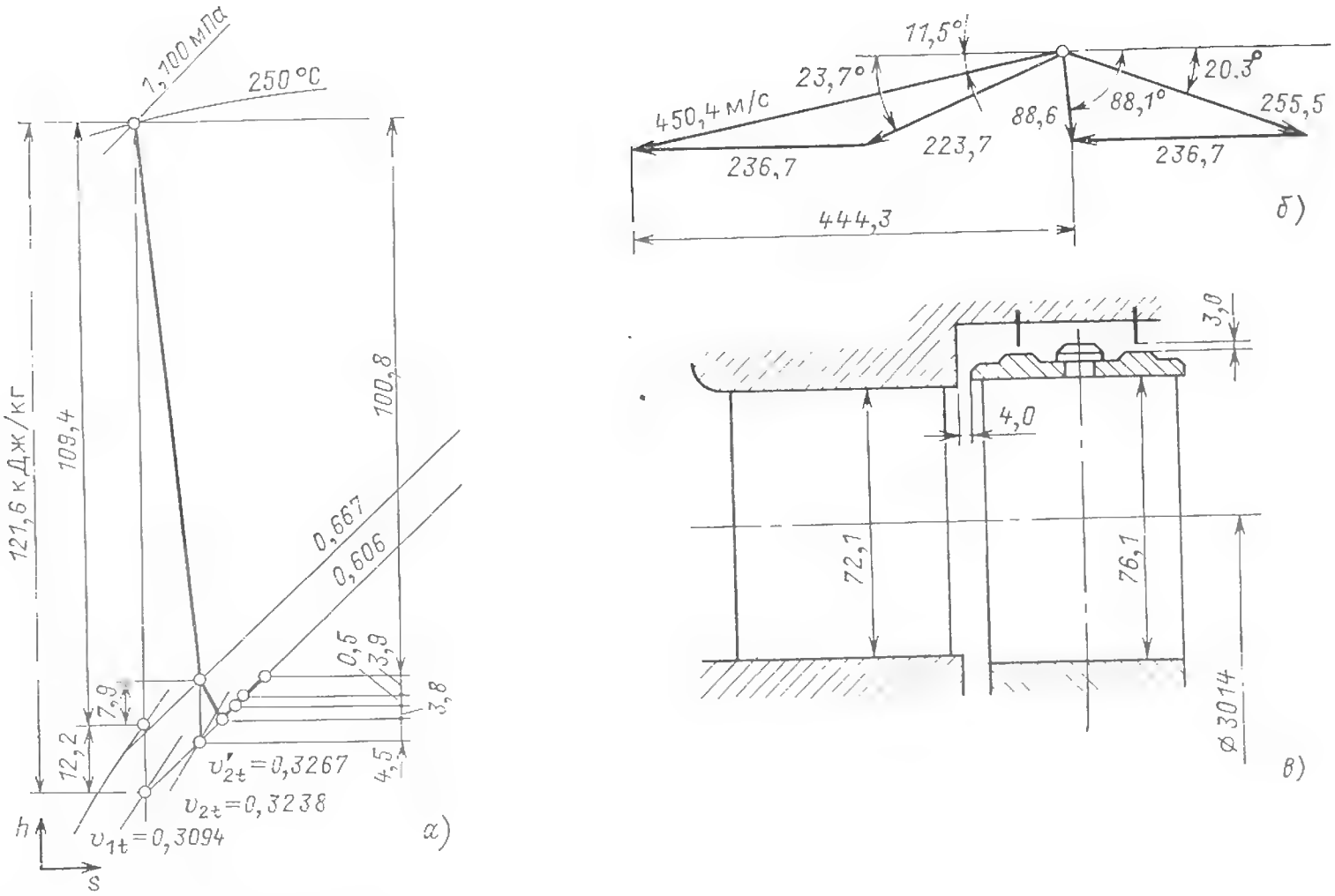


Рис. 3.12. К примеру 3.1; $p_2=0,629$ МПа

Приняв с учетом других размеров ступени, в том числе осевого зазора между решетками, перекрышу, т. е. разницу в высотах лопаток $\Delta l=l_2-l_1=0,004$ м и, следовательно, $l_2=76,1$ мм, находим угол $\beta_{2э}$:

$$\beta_{2э}=\arcsin\frac{F_2}{\pi d l_2}=20,3^\circ.$$

По геометрическим характеристикам рабочей решетки $b_2/l_2=0,66$, $\Delta\beta_2=180-(\beta_1+\beta_{2э})=136^\circ$, $\sin\beta_1/\sin\beta_{2э}=1,76$ и найденным ранее M_{2t} и Re_{2t} по рис. 2.18 и 2.16 определяем $\mu_2=0,950$ и $\zeta_р=0,121$, т. е. $\psi=\sqrt{1-\zeta_р}=0,938$. Далее строим выходной треугольник скоростей, из которого находим $\alpha_2=88,1^\circ$ и $c_2=88,6$ м/с (рис. 3.12,*б*). Из треугольников скоростей определяем $\Sigma c_u=c_{1u}+c_{2u}=444,3$ м/с.

Тогда относительный лопаточный КПД ступени в соответствии с формулой (3.20)

$$\eta_{о.л}=\frac{u\Sigma c_u}{\overline{H}_0}=0,8649\approx 86,5\%.$$

Для проверки (при $u_1=u_2$) определим $\eta_{о.л}$ по отдельным составляющим потерь по соотношению (3.18):

$$\eta_{о.л}=\frac{1-\Delta H_s+\Delta H_р+\Delta H_{в.с}}{\overline{H}_0}=$$

$$=1-\frac{7,88+4,49+3,92}{121,6}=0,8660.$$

Здесь $\Delta H_р=0,5\cdot10^{-3}w_{2t}^2\zeta_р=4,49$ кДж/кг; $\Delta H_{в.с}=0,5\times c_2^2\cdot10^{-3}=3,92$ кДж/кг. Разница в значениях $\eta_{о.л}$, вычисленных двумя способами, $\Delta\eta_{о.л}=0,0011$ не превышает погрешностей округлений численных значений скоростей и теплоперепадов.

В первой ступени ЦНД (см., например, рис. 6.21) сопловые лопатки располагаются не как обычно, в диафрагме, а во внутреннем корпусе. Поэтому в такой конструкции отсутствует потеря от утечки через диафрагменное уплотнение, т. е. $\xi_{л.у}=0$.

Для подсчета потерь от утечки через надбандажное уплотнение (рис. 3.12,*в*) предварительно определяют степень реактивности у периферии ступени [см. ниже формулу (3.74а)]

$$\rho_п=1-(1-\rho)\left(\frac{r_п}{r_{ср}}\right)^{-1,8}=$$

$$=1-(1-0,1)\left(\frac{1,545}{1,507}\right)^{-1,8}=0,14$$

и по соотношению (3.49) эквивалентный зазор

$$\delta_{экв}=[4(\delta^п_a)^{-2}+1,5z_r\delta_r^{-2}]^{-1/2}=$$

$$=(4\cdot4^{-2}+1,5\cdot2\cdot3^{-2})^{-1/2}=1,3\ \text{мм},$$

где $\delta_a^п=4,0$ мм; $z_r=2$; $\delta_r=3,0$ мм (рис. 3.12,*в*).

Далее по формуле (3.50а) имеем

$$\xi_{п.у}=\frac{\pi d_п\delta_{экв}}{F_1}\sqrt{\frac{\rho_п}{1-\rho_{ср}}}\,\eta_{о.л}=$$

$$=\frac{\pi(3,014+0,076)0,0013}{0,1361}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{0,14}{1-0,1}}\,0,865=0,0316.$$

Значительные потери от периферийной протечки объясняются очень большими радиальными зазорами, присущими тихоходным ЦНД при больших $d_п$.

Потери от трения диска вычисляем по (3.42):

$$\xi_{тр} = k_{тр} \frac{d^2}{F_1} \left(\frac{u}{c_ф}\right)^3 = 0{,}6 \cdot 10^{-3} \frac{3{,}014^2}{0{,}1361} 0{,}480^3 = 0{,}0044 .$$

Относительный внутренний КПД ступени

$$\eta_{0i} = \eta_{о.л} - \xi_{п.у} - \xi_{тр} = 0{,}8649 - 0{,}0316 - 0{,}0044 = 0{,}8289 \approx 82{,}9\ \%.$$

Использованный теплоперепад ступени (рис. 3.12,*а*)

$$H_i = \bar{H}_0 \eta_{0i} = 121{,}6 \cdot 0{,}8289 = 100{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

Внутренняя мощность ступени

$$P_i = GH_i = 200{,}0 \cdot 100{,}8 = 20\,160 \text{ кВт}.$$

3.4. РАСЧЕТ СТУПЕНИ С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА ПО РАДИУСУ

При рассмотрении теплового процесса в турбинной ступени предполагалось, что течение в сопловой и в рабочей решетках может считаться плоскопараллельным и параметры потока сохраняются неизменными по высоте решеток. При этом все расчеты относились к среднему диаметру ступени. На самом деле предположение о постоянстве параметров по высоте является лишь первым приближением. Расчеты, основанные на этом предположении, могут быть использованы в ступенях небольшой веерности, когда отношение $\theta = d/l > 10 \div 15$. При большой веерности такое проектирование ступени может привести к заметному снижению КПД.

В действительности в кольцевых решетках частицы пара перемещаются по сложным поверхностям, а в меридиональной плоскости (рис. 3.13) — соответственно по сложным меридиональным линиям тока.

Абсолютную скорость c в любой точке потока можно разложить на три составляющие (рис. 3.14): осевую c_a, окружную c_u и радиальную c_r:

$$c^2 = c^2_u + c^2_a + c^2_r. \qquad (3.52)$$

где

$$\left.\begin{aligned} c &= c_a \sqrt{\operatorname{tg}^2 \nu + \sin^{-2} \alpha}; \\ c_u &= c_a \operatorname{ctg} \alpha; \\ c_r &= c_a \operatorname{tg} \nu. \end{aligned}\right\} \qquad (3.53)$$

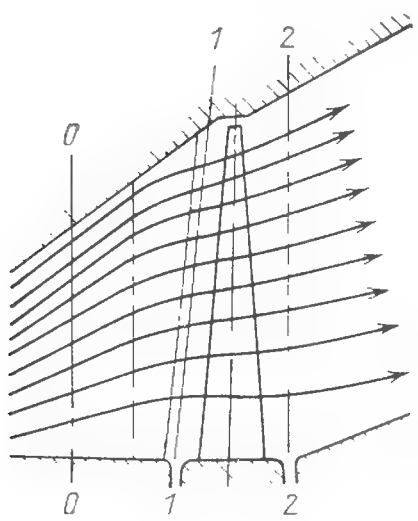


Рис. 3.13. Меридиональные линии тока и расчетные сечения в турбинной ступени большой веерности

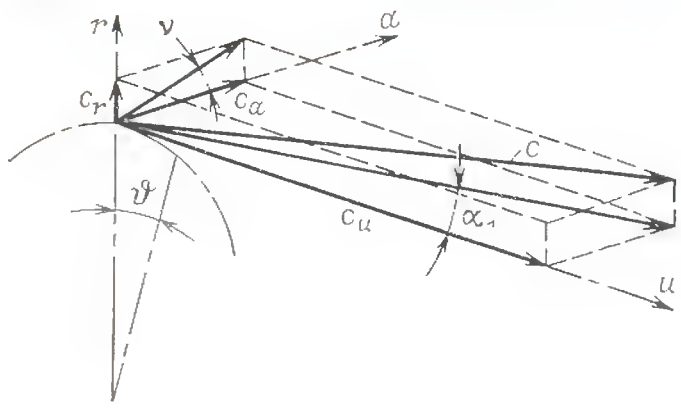


Рис. 3.14. Параллелепипед скоростей в цилиндрической системе координат

Если поток в каком-то сечении, нормальном оси ступени, закручен, т. е. направлен под углом $\alpha \neq 90°$, то, следовательно, на частицы пара действуют центробежные силы, как известно, пропорциональные c_u^2/r. Если же в меридиональной плоскости эти частицы движутся с наклоном к оси, т. е. под углом $\nu \neq 0$, то, кроме того, на них действуют дополнительные силы от ускорения, возникающего при движении пара вдоль нецилиндрической поверхности тока. В радиальном направлении этим силам противодействует градиент давления dp/dr, в результате чего оказывается, что по радиусу (высоте) ступени во всех ее сечениях давление пара не одинаково.

Наибольшие изменения давления по радиусу обычно отвечают сечению *1-1* (рис. 3.13), т. е. зазору между сопловой и рабочей решетками, так как в этом сечении поток наиболее закручен (здесь и наименьшие углы выхода α_1, и наибольшие скорости c, т. е. наибольшие значения c_u^2).

Недостаточность информации о реальном характере потока для ступеней большой веерности и ограниченные пока возможности вычислительной техники не позволяют достаточно корректно поставить и точно решить задачу расчета так называемого пространственного потока в турбинных ступенях. Однако имеется много различных приближенных методов расчета, также достаточно сложных. Ниже представлена схема одного из таких расчетов, которая позволяет оценить влияние ряда важных факторов на изменение параметров потока по радиусу, в частности в зазоре между решетками ступени.

Использовав цилиндрическую систему координат (рис. 3.14), запишем для установившегося потока уравнения количества движения (уравнения Эйлера) (см., например, [6, 32, 47]):

$$v \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r} - c_a \frac{\partial c_r}{\partial a} - \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_r}{\partial \vartheta} - c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + N_r; \qquad (3.54)$$

$$\frac{v}{r} \frac{\partial p}{\partial \vartheta} = -\frac{c_u c_r}{r} - c_a \frac{\partial c_u}{\partial a} - \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_u}{\partial \vartheta} - c_r \frac{\partial c_u}{\partial r} + N_u; \qquad (3.55)$$

$$v \frac{\partial p}{\partial a} = -c_a \frac{\partial c_a}{\partial a} - \frac{c_u}{r} \frac{\partial c_a}{\partial \vartheta} - c_r \frac{\partial c_a}{\partial r} + N_r \qquad (3.56)$$

и уравнение неразрывности

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{c_r}{v}\right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \vartheta} \left(\frac{c_u}{v}\right) + \frac{\partial}{\partial a} \left(\frac{c_a}{v}\right) = 0. \qquad (3.57)$$

Здесь N_r, N_u и N_a — составляющие внешних сил (например, гравитационных, магнитогидродинамических, от лопаток и т. д.). В дальнейшем этими силами пренебрегаем.

В относительном движении (в рабочей решетке) уравнения количества движения примут вид

$$v\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{(w_u+u)^2}{r}-w_a\frac{\partial w_r}{\partial a}-\frac{w_u}{r}\frac{\partial w_r}{\partial \vartheta}+w_r\frac{\partial w_r}{\partial r}+N_r'; \tag{3.58}$$

$$\frac{v}{r}\frac{\partial p}{\partial \vartheta}=-\frac{w_u w_r}{r}-2w_r\omega-w_a\frac{\partial w_u}{\partial a}-$$

$$-\frac{w_u}{r}\frac{\partial w_u}{\partial \vartheta}-w_r\frac{\partial w_u}{\partial r}+N'_u; \tag{3.58a}$$

$$v\frac{\partial p}{\partial a}=-w_a\frac{\partial w_a}{\partial a}-\frac{w_u}{r}\frac{\partial w_a}{\partial \vartheta}-w_r\frac{\partial w_a}{\partial r}+N_a',$$

где ω — угловая скорость.

Уравнение неразрывности запишется так:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{w_r}{v}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \vartheta}\left(\frac{w_u}{v}\right)+\frac{\partial}{\partial a}\left(\frac{w_a}{v}\right)=0.$$

Из этих уравнений следует, что в общем случае давление газа меняется не только в осевом направлении a и по шагу решетки (по углу ϑ), но также и по радиусу r.

Уравнение количества движения в проекции на ось r называется уравнением радиального равновесия, а в форме (3.54) называется полным уравнением радиального равновесия.

Как и при расчете ступени по среднему диаметру (см. § 3.3), при расчете пространственного потока могут ставиться обратная и прямая задачи, т. е. определяются или все размеры решеток (проектируется ступень), или все параметры потока при заданных размерах ступени. При проектировании ступени большой веерности обратная задача обычно решается в упрощенной постановке, т. е. при заданных условиях определяются параметры потока и векторы скорости, переменные по радиусу, а затем для каждого радиуса подбираются (или профилируются) решетки профилей. Таким образом, расчет ведется для трех сечений ступени: *0-0*, *1-1* и *2-2* (см. рис. 3.13).

В настоящее время расчеты пространственного потока для кольцевых турбинных решеток и ступени в целом проводятся, как правило, упрощенно — для осесимметричного потока, т. е. в предположении $\vartheta=0$. При этом упрощенные уравнения количества движения обычно не учитывают радиальные массовые силы воздействия лопаток на поток N'_r, что справедливо для пространства вне решеток, в частности для сечений *0-0*, *1-1*, *2-2* (см. рис. 3.13).

Для сопловой решетки используются уравнения (3.54), (3.56) и (3.57). К ним добавляются уравнение процесса, например уравнение изоэнтропы

$$pv^{\varkappa}=\text{const}, \tag{3.59}$$

и известное из термодинамики уравнение сохранения энергии, записанное для линии тока:

$$vdp=dh=-\frac{dc^2}{2}=-\frac{1}{2}d(c_u^2+c_a^2+c_r^2). \tag{3.60}$$

Для решения системы из пяти уравнений, записанных для кольцевой сопловой решетки, с пятью неизвестными p, v, c_u, c_a и c_r и аналогичной системы для кольцевой рабочей решетки должны быть заданы дополнительные параметры и характеристики решеток. Обычно заданы расходы пара через решетки G_1 и G_2 и угловая скорость ω. Далее из предварительного расчета ступени, проведенного по среднему диаметру, должны быть получены все меридиональные размеры ступени и параметры пара на входе в ступень, давление между решетками и на выходе из ступени на среднем радиусе (см. рис. 3.1).

Кроме перечисленных условий решение задачи требует еще замыкающего соотношения, называемого законом закрутки. Для определения параметров потока в сечении *1-1* необходимо задаться законом закрутки сопловой решетки, а для параметров в сечении *2-2* — рабочей решетки. Эти законы закрутки рассматриваются ниже.

Для расчета ступени и подбора для нее решеток важно знать изменение скоростей потока. Преобразуем уравнения так, чтобы получить производную $\partial c/\partial r$. Подставив в соотношения (3.54) выражения (3.53) и помня, что

$$\frac{d}{da}=\frac{\partial}{\partial a}+\frac{\partial}{\partial r}\frac{dr}{da}=\frac{\partial}{\partial a}+\frac{\partial}{\partial r}\operatorname{tg}\nu, \tag{3.61}$$

получим

$$v\frac{\partial p}{\partial r}=c_a^2\left(\frac{\operatorname{ctg}^2\alpha}{r}-\frac{d\operatorname{tg}\nu}{da}-\frac{\operatorname{tg}\nu}{a}\frac{dc_a}{da}\right) \tag{3.62}$$

и аналогично из соотношения (3.56)

$$v\frac{\partial p}{\partial a}=-c_a\frac{dc_a}{da}. \tag{3.63}$$

Из двух последних выражений имеем

$$v\frac{dp}{da}=c_a^2\left[\operatorname{tg}\nu\left(\frac{\operatorname{ctg}^2\alpha}{r}-\frac{d\operatorname{tg}\nu}{da}\right)-\frac{1+\operatorname{tg}^2\nu}{c_a}\frac{dc_a}{da}\right]. \tag{3.64}$$

Преобразуя уравнение неразрывности (3.57), получаем

$$v\frac{d(1/v)}{da}=-\frac{1}{c_a}\frac{\partial c_a}{da}-\frac{\partial}{\partial r}\operatorname{tg}\nu-\frac{\operatorname{tg}\nu}{r}. \tag{3.65}$$

Разделив (3.64) на (3.65) и учтя, что $dp/d(1/v)$ равно квадрату скорости распространения звука, обозначив через M_a отношение осевой скорости к скорости звука, получим

$$M_a^2=-\frac{\frac{1}{ca}\frac{dca}{da}+\frac{\partial\operatorname{tg}\nu}{\partial r}+\frac{\operatorname{tg}\nu}{r}}{\operatorname{tg}\nu\left(\frac{\operatorname{ctg}^2\alpha}{r}-\frac{d\operatorname{tg}\nu}{da}\right)-\frac{1+\operatorname{tg}^2\nu}{c_a}\frac{dc_a}{da}}. \tag{3.66}$$

Решив совместно уравнения (3.62) и (3.66) и заменив c_a по соотношению (3.53), получим уравнение, определяющее изменение скоростей потока по радиусу:

$$\frac{\partial}{\partial r}(\ln c^2)=-2\frac{\frac{\cos^2\alpha}{r}(1-M_a^2)+\frac{\operatorname{tg}^2\nu\sin^2\alpha}{r}+}{[1-M_a^2(1+\operatorname{tg}^2\nu)](1+}\rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{+\frac{M_a^2}{2}\sin^2\alpha\frac{\partial}{\partial r}(\mathrm{tg}^2\nu)-(1-M_a^2)\sin^2\alpha\frac{\partial}{\partial a}(\mathrm{tg}\,\nu)}{+\mathrm{tg}^2\nu\sin^2\alpha)} . \tag{3.67}$$

Уравнение (3.67) решается на ЭВМ, причем как первое приближение задаются уравнением меридиональных линий тока, требующим уточнения по известным размерам решеток.

Анализируя уравнения (3.67), можно прийти к следующим выводам.

1. В частном случае цилиндрических поверхностей тока, т. е. при $\mathrm{tg}\,\nu=0$, получаем простое уравнение

$$\frac{d}{dr}(\ln c^2)=-\frac{2\cos^2\alpha}{r}; \tag{3.68}$$

его решение записывается в виде

$$\left(\frac{c}{c_{\text{изв}}}\right)^2=\exp\left(-2\int\limits_{r_{\text{изв}}}^{r}\frac{\cos^2\alpha}{r}dr\right), \tag{3.69}$$

где индекс «изв» относится к радиусу $r_{\text{изв}}$, на котором из предварительного расчета известны параметры потока, в том числе скорость $c_{\text{изв}}$.

Как видно из формулы (3.69), скорость потока от корня к периферии уменьшается, причем тем больше, чем меньше угол α, т. е. чем больше закрутка потока.

2. В частном случае ступени с коническими поверхностями тока $\mathrm{tg}\nu=\mathrm{const}$ скорость потока от корня к периферии уменьшаются сильнее, чем при цилиндрических поверхностях.

3. В решетке с коническими поверхностями тока и увеличением абсолютного угла наклона их от корня к периферии скорость по радиусу падает в еще большей степени, например, в ступени с корневым цилиндрическим и периферийным коническим обводами.

Влияние наклона меридиональных линий тока в подавляющем большинстве практических случаев ничтожно — по сравнению с расчетом по формуле (3.69) может изменить отношение скоростей $c/c_{\text{изв}}$ всего на несколько процентов.

4. При выпуклых к оси решетки меридиональных линиях тока уменьшение скорости к периферии замедляется, и, наоборот, разница в скоростях при вогнутой к оси решетки форме меридиональной линии тока увеличивается.

Форма и наклон линий тока зависят от многих факторов: во-первых, от меридиональных границ решеток, во-вторых, от распределения по радиусу расходов пара, определяемых изменением угла $\alpha=\alpha(r)$ и числа $M_1=M(r)$ для сопловой решетки; угла $\beta_2=\beta_2(r)$, давления в зазоре $p=p(r)$ и числа $M_2=M(r)$ для рабочей решетки, в-третьих, от изменения площади канала решеток по осям r и a.

Как первое приближение, особенно для ступеней с цилиндрическими меридиональными обводами, может служить гипотеза о цилиндрических поверхностях тока. В этом случае решение задачи о распределении параметров потока по радиусу может быть получено как из общих уравнений (3.67) для сопловой решетки, так и более простым путем. В частности, если для элементарной частицы пара в зазоре между решетками найти центробежную силу, то из условия радиального равновесия этой частицы получим

$$v\frac{dp}{dr}=\frac{c_u^2}{r}, \tag{3.70}$$

и далее

$$\frac{c_{1t}}{(c_{1t})_{\text{изв}}}=\exp\left(-\int\limits_{r_{\text{изв}}}^{r}\frac{\varphi^2\cos^2\alpha_1}{r}dr\right). \tag{3.71}$$

Выражение (3.71) отличается от (3.69) коэффициентом скорости φ, так как при его выводе, в отличие от (3.67), не использовалось уравнение (3.59) изоэнтропийного процесса.

Выражение (3.70) часто называют **упрощенным уравнением радиального равновесия**, и оно может быть записано для каждого из сечений вне решеток, т. е. для сечений *0-0*, *1-1* и *2-2* (см. рис. 3.13):

$$v_0\frac{dp_0}{dr}=\frac{c_{0u}^2}{r};\quad v_1\frac{dp_1}{dr}=\frac{c_{1u}^2}{r};\quad v_2\frac{dp_2}{dr}=\frac{c_{2r}^2}{r}. \tag{3.72}$$

Предполагая, что как перед ступенью, так и за ней $\alpha\approx90°$ и $c_u\approx0$ и, следовательно, при постоянстве по радиусу температуры пара перед сопловой решеткой располагаемый теплоперепад ступени не меняется по радиусу, получаем формулу для определения изменения по радиусу степени реактивности

$$\frac{c_{1t}^2}{(c_{1t})_{\text{изв}}^2}=\frac{1-\rho}{1-\rho_{\text{изв}}}=\exp\left(-2\int\limits_{r_{\text{изв}}}^{r}\frac{\varphi^2\cos^2\alpha_1}{r}dr\right). \tag{3.73}$$

Таким образом, для того чтобы по упрощенному уравнению радиального равновесия определить изменение по радиусу степени реактивности, необходимо знать зависимости $\alpha_1=\alpha(r)$ и $\varphi=\varphi(r)$.

Первая из этих зависимостей является упомянутым выше замыкающим соотношением, называемым **законом закрутки сопловой решетки**.

При проектировании ступени, т. е. при решении обратной задачи, зависимостью $\alpha_1=\alpha(r)$ часто задаются косвенным путем — через изменение по радиусу скоростей потока, или их составляющих, или удельного расхода, или степени реактивности.

Рассмотрим некоторые законы закрутки, встречающиеся в практике турбостроения.

1. Постоянство углов $\alpha_1=\text{const}$. Взяв интеграл в соотношении (3.73) и приняв $\varphi=\text{const}$, получим

$$\frac{c_{1t}^2}{(c_{1t})^2_{\text{изв}}}=\frac{1-\rho}{1-\rho_{\text{изв}}}=\left(\frac{r}{r_{\text{изв}}}\right)^{-2\varphi^2\cos^2\alpha_1}. \quad (3.74)$$

Обычно произведение $\varphi\cos\alpha_1$ слабо меняется по радиусу, поэтому часто используется приближенная формула

$$\frac{1-\rho}{1-\rho_{\text{изв}}}=(r/r_{\text{изв}})^{-1,8}. \quad (3.74а)$$

2. Постоянство $c_{1u}r=\text{const}$, т. е. неизменность по высоте циркуляции скорости закрученного потока, выходящего из сопловой решетки. Примем $\varphi=1=\text{const}$.

Использовав уравнение (3.68) в виде

$$dc_{1t}^2=-2\cos^2\alpha_1 c_{1t}\frac{dr}{r},$$

из условия $c_{1t}\cos\alpha_1 r=c_{1tк}\cos\alpha_{1к}r_к$ после преобразований получим

$$\frac{c_{1t}^2}{(c_{1t})_к^2}=\frac{1-\rho}{1-\rho_к}=\left(\frac{r_к}{r}\right)^2\cos^2\alpha_{1к}+\sin^2\alpha_{1к}. \quad (3.75)$$

Отсюда находим, что $c_{1a}=c_{1t}\sin\alpha_1=c_{1tк}\sin\alpha_{1к}=\text{const}$, т. е. осевая составляющая скорости неизменна по радиусу.

Изменение угла входа α_1 при условии $c_{1u}r=\text{const}$ и $\varphi=1$ определяется выражением

$$\operatorname{tg}\alpha_1=\frac{c_{1a}}{c_{1u}}=\left(\frac{c_{1a}}{c_{1u}}\right)_к\frac{r}{r_к}=\operatorname{tg}\alpha_{1к}\frac{r}{r_к}. \quad (3.76)$$

Если и для потока за рабочей решеткой $c_{2u}r=\text{const}$, то это означает, что удельная работа, определяемая по формуле (3.7), не меняется по высоте:

$$H_u=u(c_{1u}+c_{2u})=\omega(c_{1u}r+c_{2u}r)=\text{const}. \quad (3.77)$$

После преобразований уравнения радиального равновесия для состояния пара за рабочей решеткой, аналогичных выполненным выше, находим, что при коэффициенте скорости $\psi=1$ осевая составляющая выходной скорости также остается неизменной по радиусу:

$$c_{2a}=c_2\sin\alpha_2=c_{2к}\sin\alpha_{2к}=\text{const}.$$

Для частного случая $c_{2u}=0$ получим

$$\operatorname{tg}\beta_2=\operatorname{tg}\beta_{2к}\frac{r_к}{r}. \quad (3.78)$$

3. Постоянство удельного расхода. Под удельным расходом в случае $\mu=1$ и дозвуковых скоростей понимается

$$\overline{\Delta G}_1=\frac{2\pi r dr\sin\alpha_{1э}c_{1t}/v_{1t}}{2\pi r dr}=\frac{c_{1t}}{v_{1t}}\sin\alpha_{1э}, \quad (3.79)$$

для рабочей решетки

$$\overline{\Delta G}_2=\frac{2\pi r dr\sin\beta_{2э}w_{2t}/v_{2t}}{2\pi r dr}=\frac{w_{2t}}{v_{2t}}\sin\beta_{2э}. \quad (3.80)$$

Для сечения за сопловой решеткой изменение по радиусу угла $\alpha_{1э}$, а следовательно, угла α_1 определяется в этом случае числами M_1. Для несжимаемой жидкости $M_1\to 0$ условие $\overline{\Delta G}_1=\text{const}$ означает

$$c_{1t}\sin\alpha_{1э}=\text{const},$$

т. е. при $\alpha_1=\alpha_{1э}$ оно соответствует закону закрутки $c_{1u}r=\text{const}$.

С увеличением числа M_1 влияние сжимаемости приводит к тому, что угол $\alpha_{1э}$ от корня к периферии растет в меньшей степени, чем при условии $c_{1u}r=\text{const}$, т. е. меньше, чем по формуле (3.76). Если теплоперепад сопловой решетки настолько велик, что при $r<r_{M=1}$ (где $r_{M=1}$ — радиус, на котором $M=1$) скорости становятся сверхзвуковыми, то в области от $r_к$ до $r_{M=1}$ удельный расход подсчитывается по формуле

$$\overline{\Delta G}_1=\frac{c_*}{v_*}\sin\alpha_{1э} \quad (3.81)$$

и, следовательно, угол $\alpha_{1э}=\text{const}$. В то же время за счет отклонения потока в косом срезе угол α_1 будет уменьшаться на участке от $r_к$ до $r_{M=1}$.

Условие $\overline{\Delta G}_2=\text{const}$ означает, что при $dp_2/dr=0$ и $\mu_2=1$ для дозвуковых скоростей $M_{2t}<1$, угол $\beta_{2э}$ в связи с увеличением w_{2t} уменьшается к периферии. При сверхзвуковых скоростях условие $\overline{\Delta G}_2=\text{const}$ означает $\frac{w_*}{c_*}\sin\beta_{2э}=\text{const}$.

Критический расход w_*/v_* меняется по радиусу, увеличиваясь к периферии из-за повышения давлений p_1 и $\bar{p}_{1отн}$. Следовательно, и в этом случае угол $\beta_{2э}$ к периферии падает.

На рис. 3.15 представлены результаты расчета ступени, спроектированной из условия постоянства удельного расхода.

4. Ступень с сопловыми и рабочими лопатками постоянного по высоте профиля. В этой ступени изменение углов α_1 и β_2 определяется конкретной характеристикой облопачивания — зависимостью эффективных углов выхода $\alpha_{1э}$ и $\beta_{2э}$ от относительного шага $\bar{t}=t/b$. Углы $\alpha_{1э}$ и $\beta_{2э}$ обычно с увеличением $\bar{t}$ немного растут.

Если ступень с лопатками постоянного профиля рассчитать по упрощенному уравне-

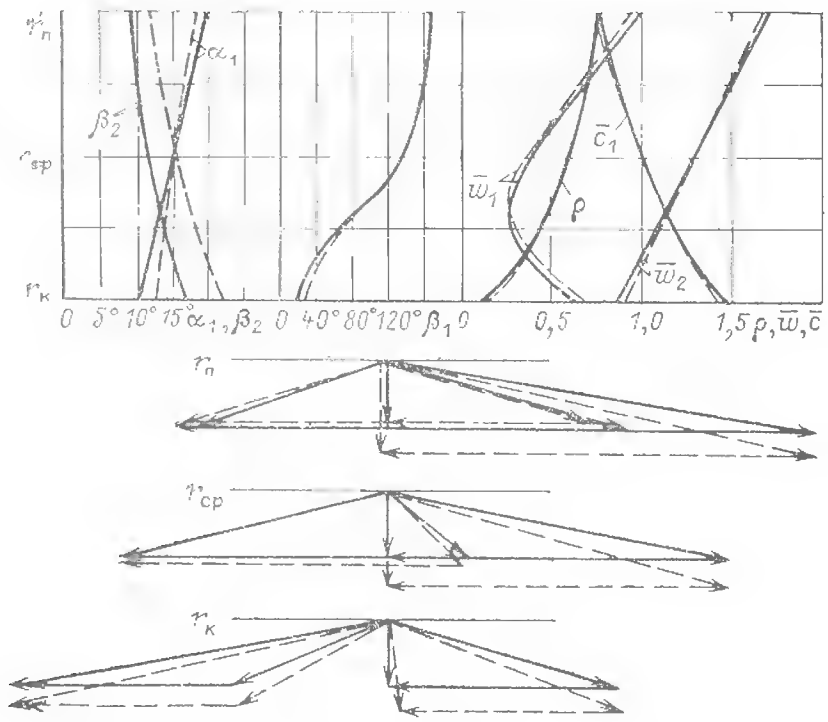


Рис. 3.15. Результаты расчета ступени с $d/l=3{,}0$

нию (3.69), то степень реактивности в ней по высоте будет меняться примерно так же, как и для ступеней, специально спроектированных с учетом пространственного изменения параметров. Однако детальный расчет по полным уравнениям с учетом искривления меридиональных линий тока и потерь при обтекании решеток и опыты, проведенные с такими ступенями, показывают, что обычно реактивность от корня к периферии меняется существенно меньше, чем по упрощенному расчету.

Расчет ступени по упрощенному уравнению (3.69) может быть использован как первое приближение. Полученное по нему изменение реактивности близко к истинному для ступени с цилиндрическими меридиональными обводами и постоянством по радиусу удельного расхода через обе решетки.

Проектирование начинается с выбора степени реактивности ρ, который имеет некоторые особенности. Поскольку наименьшая степень реактивности соответствует корневому сечению, то для него необходима проверка условия $\rho_к>0$, а с учетом возможных неточностей расчета и изготовления $\rho_к>0{,}05\div0{,}10$. При отрицательной степени реактивности ($p_1<p_2$) в рабочей решетке будет неблагоприятное диффузорное течение.

При выборе $\rho_к$ необходимо обратить внимание на некоторые отрицательные стороны повышенной реактивности. Во-первых, уменьшение оптимального располагаемого теплоперепада вследствие роста оптимального отношения скоростей $u/c_ф$ [см. соотношение (3.27)]. Во-вторых, во многих случаях с ростом $\rho_к$ увеличивается угол $\beta_{1к}$ и тем самым из-за меньшего поворота потока уменьшаются минимальные значения моментов сопротивления корневого профиля рабочей лопатки. В-третьих, с ростом $\rho_к$ увеличивается степень реактивности у периферии $\rho_п$, что вызывает увеличение потерь от перетечек помимо рабочих лопаток (см. § 3.3). Этот фактор может существенно снизить экономичность ступени средней веерности, особенно при отсутствии бандажа над рабочими лопатками.

После выбора $\rho_к$ определяется или выбирается отношение скоростей $u/c_ф$ или теплоперепад ступени $\bar{H}_0$. Оптимальное отношение скоростей, обеспечивающее для данного диаметра угол $\alpha_2\approx90°$, согласно (3.25) и (3.27) равно:

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт}\approx\varphi\,\frac{1-(c_2/c_ф)^2}{2\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho}},$$

где ρ соответствует диаметру, для которого подсчитывалась окружная скорость u.

Для последних ступеней часто принимают $u/c_ф<(u/c_ф)_{опт}$ в значительной мере из условий устойчивой работы при переменном режиме (см. § 5.1). Обычно $u/c_ф$ принимают так, чтобы можно было организовать отбор пара для регенеративного подогрева питательной воды перед последней ступенью. В этом случае $H_0>160\div220$ кДж/кг.

После расчета ступени по среднему диаметру, при котором при заданном расходе G определяются высоты лопаток и эффективные углы решеток $\alpha_{1э}$ и $\beta_{2э}$, скорости M_{1t} и M_{2t} и уточняется располагаемый теплоперепад, производится выбор законов закрутки решеток.

Отметим, что технологически более простое и, следовательно, более дешевое изготовление лопаток постоянного по высоте профиля означает понижение экономичности ступени по сравнению со специально спроектированной с закрученными лопатками. Это снижение вызвано рядом причин, из которых отметим существенно неоптимальное (по углам входа β_1 и числам M_{2t}) обтекание рабочих решеток, неравномерную по высоте и тем самым повышенную средневзвешенную выходную потерю $c^2{}_2/2$. Приближенную оценку снижения КПД ступени с постоянными по высоте профилями лопаток можно сделать по формуле

$$\xi_\theta=\eta_{о.л}-\eta_{о.л}^{пост}=\frac{\varkappa}{\theta^2}, \qquad (3.82)$$

где $\theta=d/l$, а $\varkappa=0{,}8\div1{,}2$, причем бóльшие значения $\varkappa$ отвечают меньшим ρ и бóльшим теплоперепадам $\bar{H}_0$.

Предельное отношение $\theta_{пр}$, начиная с которого целесообразно закручивать лопатки, зависит от многих факторов. С ростом мощности ступени и увеличением стоимости топ-

лива $\bar{\theta}_{пр}$ увеличивается. Для паровых турбин большой мощности, к которым относятся турбины АЭС, а также для энергетических газовых турбин целесообразно закручивать лопатки, начиная с первых ступеней. Для длинных очень нагруженных лопаток изменение профиля лопатки по высоте определяется также и условиями прочности. Этот вопрос рассматривается в § 7.2 и 7.3.

3.5. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ НА ВЛАЖНОМ ПАРЕ

Как показано в гл. 2, влажность пара существенно влияет на все характеристики турбинных решеток: коэффициенты потерь ζ и расхода μ, углы выхода $\alpha_1(\beta_2)$, нестационарность процесса и др. Поэтому КПД, степень реактивности и расходные характеристики ступеней, работающих на влажном паре, также отличаются от характеристик ступени на перегретом паре или газе.

При расширении влажного пара в сопловой решетке происходит дополнительная конденсация пара, зависящая от размеров частиц жидкой фазы и степени неравновесности процесса. Жидкие частицы ускоряются паровым потоком, причем чем крупнее капли, тем меньше их скорость по сравнению со скоростью пара. Часть капелек влаги оседает на поверхности лопаток, образует тонкие (обычно не более 0,1 мм) жидкие пленки, которые под действием сил трения парового потока медленно стекают к выходным кромкам и дробятся со значительным скольжением по отношению к пару, т. е. с малым $\nu = c'/c''$.

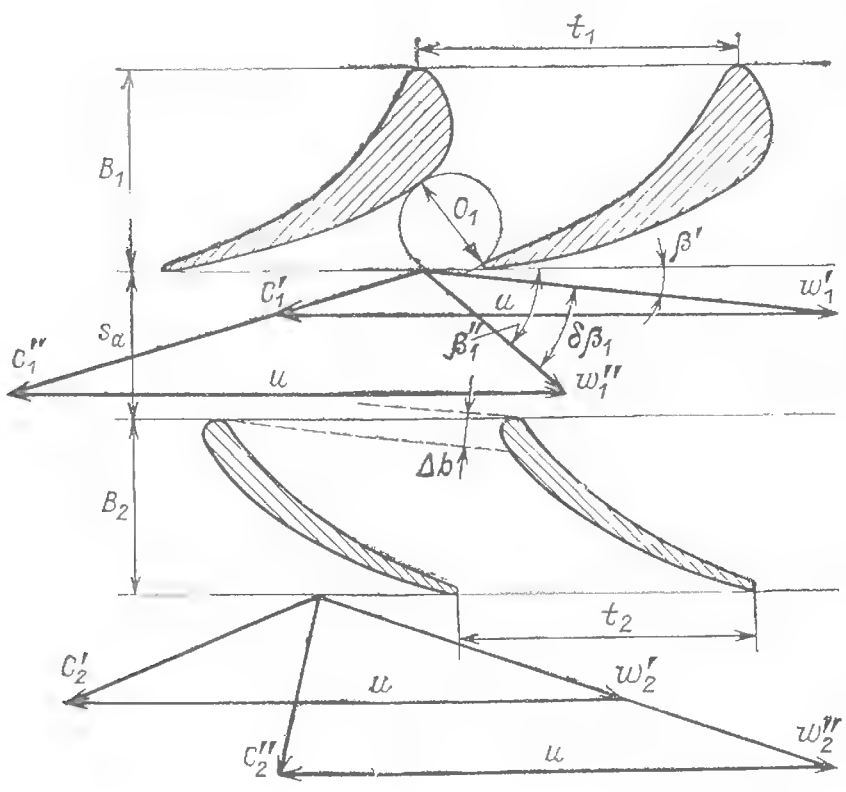


Рис. 3.16. Треугольники скоростей для пара и капелек влаги

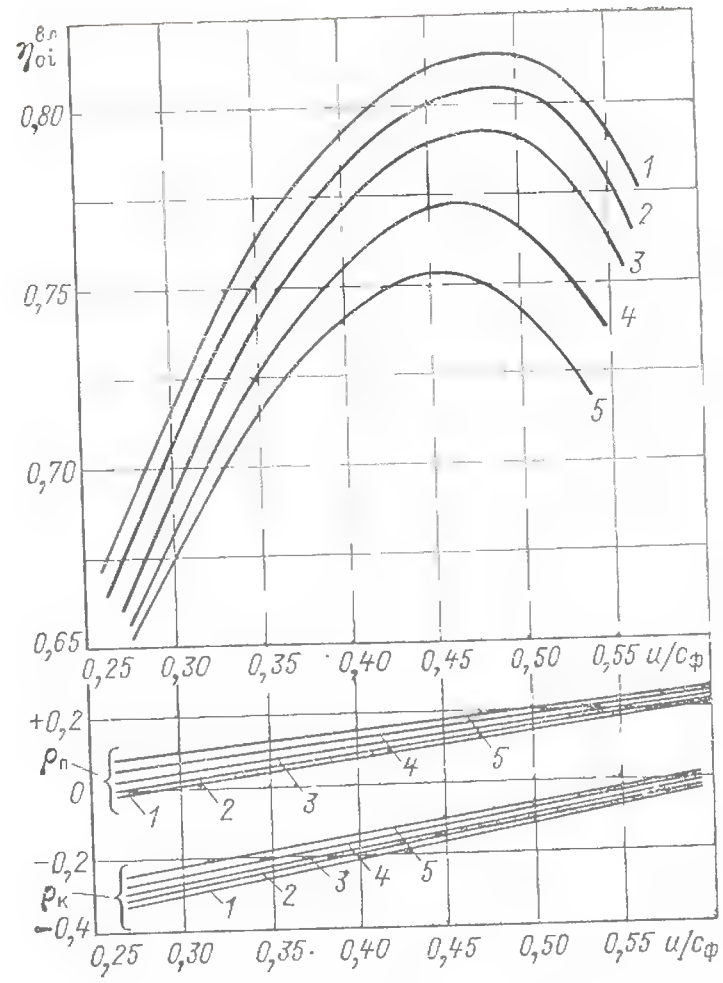


Рис. 3.17. Зависимости $\eta_{oi}^{вл}$ и степени реактивности в периферийной $\rho_п$ и корневой $\rho_к$ зонах ступени от $u/c_ф$ и начальной влажности y_0:
1 — Δt_0=150 °С; 2 — y_0=0,005; 3 — y_0≈0,020; 4 — y_0=0,042; 5 — y_0=0,068

Если обозначить через c''_1 скорость пара, вытекающего из сопловой решетки и предположить, что направление входных кромок рабочей лопатки отвечает углу входа β''_1, то частица влаги, выходящая из сопловой решетки с меньшей скоростью c'_1, имеет иное, чем у паровой фазы, направление относительной скорости w_1' и встречает спинку лопатки под углом $\delta\beta_1 = \beta_1'' - \beta_1'$ (рис. 3.16). Такое натекание капелек влаги на спинку рабочей лопатки вызывает тормозящий момент на рабочем колесе, который тем больше, чем меньше скорость частиц влаги c' и чем больше окружная скорость u.

Таким образом, на КПД турбинной ступени влияют не только отмеченные в гл. 2 дополнительные потери от переохлаждения пара, механического и теплового взаимодействия фаз, а также тормозящее действие капелек влаги, затраты энергии на транспортирование пленок жидкости по поверхности лопаток под действием центробежных сил и другие факторы, характерные для ступени в целом. Следовательно, учет только дополнительных потерь от влажности в решетках, рассмотренный в § 2.5, даст завышенное значение КПД ступени. Поэтому для нахождения КПД

ступени, работающей на влажном паре, используются опытные и полуэмпирические данные, полученные при испытаниях турбинных ступеней и многоступенчатых турбин.

На рис. 3.17 приведены результаты исследований турбинной ступени $d=400$ мм, $l_1=48$ мм, $l_2=52$ мм при отношении давлений $\varepsilon=p_2/p_0=0{,}85$, $p_0=0{,}12$ МПа$=$ $=$const. Менялись начальные температура t_0 и влажность y_0. Влажность создавалась на входе перед ступенью форсунками. Средний размер капель влаги составлял $d_к=50$ мкм, т. е. влага была крупнодисперсной. Как видно, начальная влага приводит к существенному снижению КПД ступени во всем исследованном диапазоне $u/c_ф$, причем с ростом $u/c_ф$ абсолютное снижение КПД возрастает. Так, при переходе от перегретого пара ($\Delta t_0=150$ °C) к начальной влажности ($y_0=0{,}06$) КПД при $u/c_ф=0{,}3$ уменьшается на $\Delta\eta_{oi}^{вл}=\eta_{oi}^{п.п}-\eta_{oi}^{вл}=$ $=0{,}040$, в то же время при $u/c_ф=0{,}5$ это снижение КПД составляет $\Delta\eta^{вл}=0{,}063$.

С ростом влажности уменьшается оптимальное значение $(u/c_ф)_{опт}$, а степень реактивности возрастает. Такое изменение степени реактивности объясняется прежде всего бо́льшим увеличением коэффициентов расхода сопловых (μ_1) решеток, чем рабочих (μ_2), а также увеличением с ростом влажности углов выхода потока α_1.

Приведенные исследования не могут быть однозначно использованы для расчета ступеней турбин, так как влияние влажности на КПД и степень реактивности зависит также и от многих других геометрических и режимных параметров: высоты и конфигурации лопаток, зазоров, дисперсности жидкой фазы, отношения площадей решеток и т. д.

На рис. 3.18 приведены кривые относительного изменения КПД ступеней с разными θ и l_1 от степени влажности y_0 (средний размер капелек влаги $d_к=$ $=50$ мкм). С уменьшением высоты лопаток интенсивность падения $\Delta\eta_{oi}^{вл}$ возрастает. Это объясняется прежде всего тем, что в ступенях с малыми высотами лопаток бо́льшая часть влаги оседает на торцевых поверхностях каналов, образуя тонкие пленки. Стекая с сопловых лопаток с малой скоростью, пленка дробится на капли,

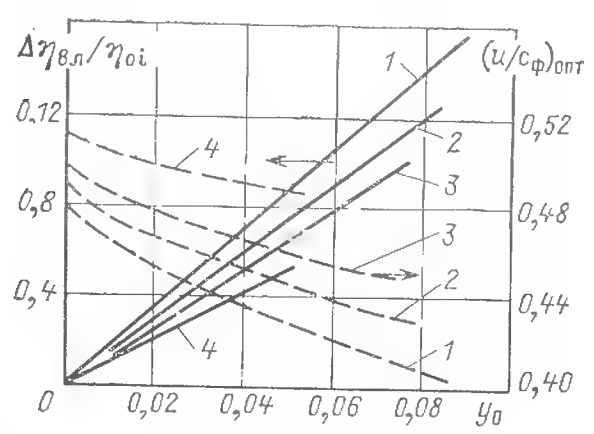


Рис. 3.18. Относительное изменение $\Delta\eta^{вл}/\eta_{oi}$ при оптимальном $u/c_ф$ (———) и отношение скоростей $(u/c_ф)_{опт}$ (— — — —) в зависимости от начальной влажности y_0 для ступеней разной веерности:
1 — $d/l=27$, $l_1=15$ мм; *2* — $d/l=16$, $l_1=25$ мм; *3* — $d/l=8$, $l_1=$ ≈48 мм; *4* — $d/l=2{,}7$, $l_1=207$ мм

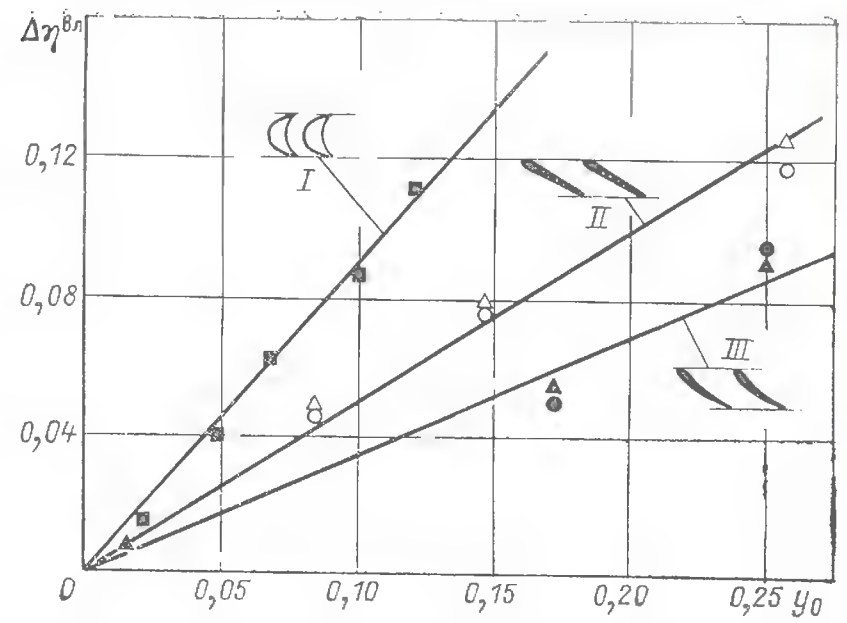


Рис. 3.19. Влияние начальной влажности y_0 на снижение КПД $\Delta\eta^{вл}$ ступеней с различными рабочими решетками:
I — $u/c_ф=0{,}5$; *II* и *III* — $u/c_ф=0{,}7$

которые не успевают в зазоре разогнаться до значительных скоростей. Таким образом, эти капли оказывают наибольшее тормозящее воздействие на рабочие лопатки. Для ступеней с малыми высотами с увеличением начальной влажности также происходит более значительное снижение оптимального $(u/c_ф)_{опт}$.

Влияние формы профилей рабочих решеток на уменьшение КПД от влажности $\Delta\eta_{oi}^{вл}$ видно из рис. 3.19. Исследованные ступени имели одинаковые диаметр $d=$ $=400$ мм и высоты сопловых и рабочих лопаток $l_1=$ $=48$ мм, $l_2=52$ мм, сопловые решетки для всех ступеней не менялись. Наиболее значительное падение КПД обнаруживается на ступени активного типа *I* ($\rho_{ср}=$ $=0{,}05$ при $u/c_ф=0{,}5$).

Для ступеней с рабочими лопатками *II* и *III*, характерными для периферийных сечений ступеней большой веерности, влияние влажности оказывается существенно меньшим из-за того, что часть влаги проходит канал без контакта с поверхностями лопаток. Это приводит к уменьшению тормозящего воздействия влаги на вращающиеся рабочие лопатки.

На рис. 3.20 приведены результаты экспериментального исследования активной ступени средней веерности. При переходе процесса расширения через линию насыщения КПД ступени снижается за счет переохлаждения пара и последующего неравновесного процесса влагообразования. С образованием мелкодисперсной влаги ($d_к\approx0{,}3$ мкм) в предыдущей ступени КПД исследуемой ступени снижается в меньшей степени из-за отсутствия переохлаждения пара и более равновесного процесса расширения. В случае искусственного сильного увлажнения пара перед первой ступенью ($d_к\approx30$ мкм) КПД исследуемой ступени уменьшается приблизительно так же, как это наблюдалось при создании начальной влаги форсунками (рис. 3.19).

Известно несколько методик учета потерь из-за влажности при расчетах ступеней. Наиболее распространенным и простым является метод, основанный на применении опытных коэффициентов. В этом случае КПД ступени, работающей на влажном паре,

$$\eta^{вл}=\eta^{п.п}(1-\alpha y_{ср}), \qquad (3.83)$$

где $y_{ср}$ — средняя влажность в ступени: $y_{ср}=$ $=0{,}5(y_0+y_2)$; α — опытный коэффициент,

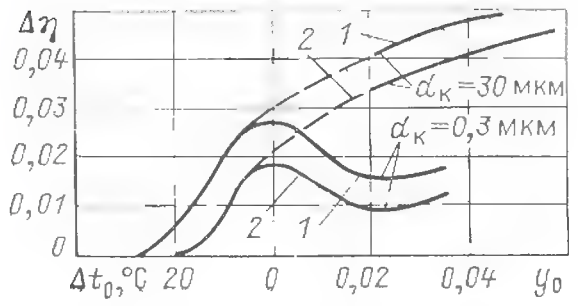


Рис. 3.20. Влияние переохлаждения пара и дисперсности влаги на снижение КПД ступени $\Delta\eta^{вл}=\eta_{0i}^{п.п}-\eta_{0i}^{вл}$:
1 — $\varepsilon_{ст}=p_2/p_0=0{,}8$; 2 — $\varepsilon_{ст}=0{,}68$

принимаемый на основе обобщения многочисленных экспериментальных исследований равным 0,5—1,0.

Формулы подобного вида просты и удобны, однако они не вскрывают физической сущности потерь от влажности, не дают возможности проанализировать влияние отдельных режимных и геометрических параметров на экономичность ступени. Более полной является формула, учитывающая влияние на потери от влажности отношения скоростей $u/c_ф$ и дисперсности влаги. Вывод структурной формулы аналогичен выводу формул (3.20), (3.21), (3.24), но КПД подсчитывается как отношение работы отдельно паровой и жидкой фаз на лопатках к располагаемой энергии всей ступени. Окончательная полуэмпирическая формула, определяющая изменение КПД при работе на влажном паре, имеет вид

$$\eta^{вл}=\eta^{п.п}\left[1-2\frac{u}{c_ф}(k_1y_0+k_2\Delta y)\right], \quad (3.84)$$

где $\Delta y=y_2-y_0$ — увеличение влажности в ступени; k_1 и k_2 — эмпирические коэффициенты.

Коэффициент $k_2\approx0{,}35$, а k_1 зависит от доли крупнодисперсной влаги λ и степени реактивности ступени ρ (рис. 3.21).

По формуле (3.84) рассчитывается КПД турбинной ступени, на входе в которую пар содержит влагу. В том случае, когда в ступень поступает перегретый пар, а процесс расширения пересекает линию насыщения ($x=1$), потери от влажности определяются по формуле (2.42) или по графикам рис. 2.7. Потери вследствие неравновесности процесса $\xi_н$ рассчитываются по отношению давления за ступенью p_2 и давления насыщения p_{0s} (см. рис. 2.1, где $\varepsilon_{2s}=p_2/p_{0s}$), соответствующего точке пересечения линией процесса расширения кривой $x=1$.

Формула для КПД такой турбинной ступени имеет вид

$$\eta^{вл}=\eta^{п.п}(1-\xi_н). \quad (3.85)$$

По этой же формуле рассчитывается первая ступень турбин насыщенного пара с $y_0<0{,}015$.

Коэффициенты расхода μ' с учетом влияния влажности определяются по графикам рис. 2.19:

$$\mu'=\mu''+\Delta\mu', \quad (3.86)$$

где $\Delta\mu'=\Delta\mu'_0k_\varepsilon$.

Двухфазность рабочей среды сказывается не только на экономичности и коэффициентах расхода, но и на степени реактивности ступени. Если ступень, рассчитанная для перегретого пара, работает на влажном паре, то необходимо учесть изменение степени реактивности. С увеличением начальной влажности степень реактивности, как правило, растет (см. рис. 3.17). Наибольшее увеличение реактивности от влажности наблюдается в активных ступенях с малыми высотами лопаток. В ступенях большой веерности с ростом влажности реактивность в периферийных сечениях остается практически неизменной, а в корневых увеличивается. На рис. 3.22 для ступеней различной расчетной степени реактивности даны приращения $\Delta\rho'$ в зависимости от начальной влажности пара и отношения давлений $\varepsilon_{ст}=p_2/p_0$.

Степень реактивности при влажном паре

$$\rho'=\rho''+\Delta\rho'=\rho''+\Delta\rho k_\varepsilon, \quad (3.87)$$

где k_ε дано на рис. 3.22.

Влияние двухфазности среды на экономичность и степень реактивности ступеней большой веерности учитывается при расчете по отдельным сечениям (струйкам). Предварительно ступень рассчитывают по параметрам обычной, т. е. равновесной, h, s-диаграммы для нескольких сечений вдоль высоты лопат-

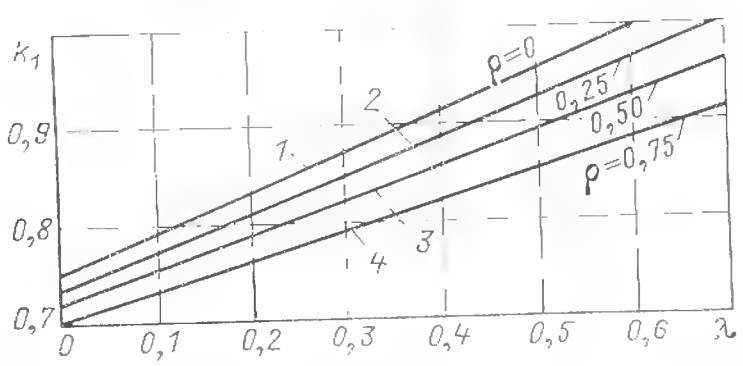


Рис. 3.21. Зависимость коэффициента k_1 от доли крупнодисперсной влаги λ и степени реактивности ρ

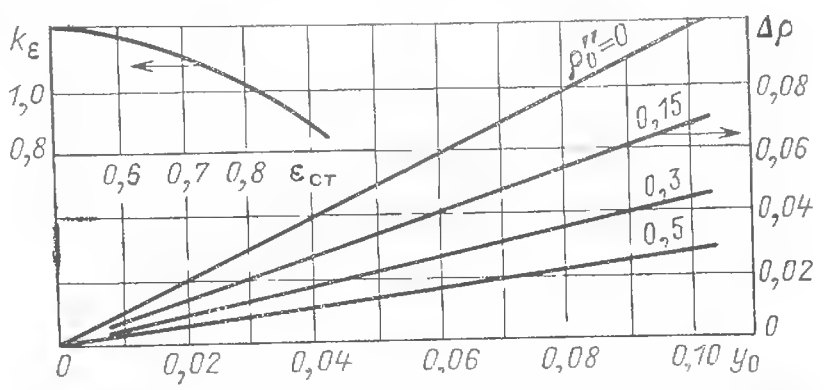


Рис. 3.22. Приращение степени реактивности $\Delta\rho'=\rho'-\rho''$ в зависимости от начальной влажности пара y_0 и отношения давлений в ступени $\varepsilon_{ст}$

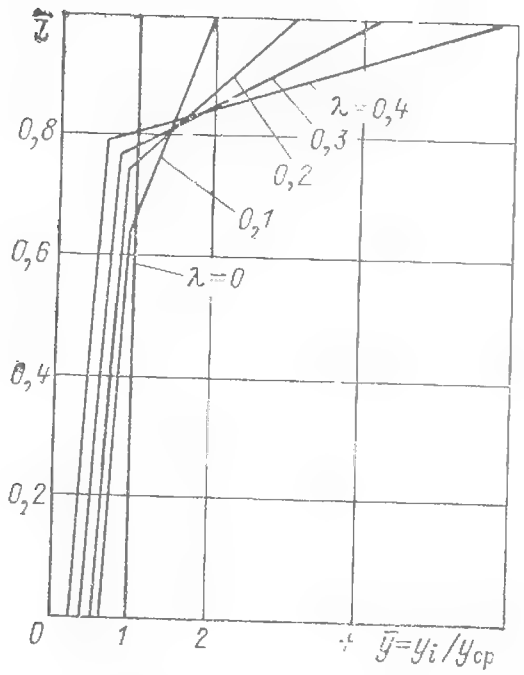


Рис. 3.23. Распределение по высоте влажности пара $\bar{y}=y_i/y_{ср}$ за одиночной ступенью при различных значениях доли крупнодисперсной влаги λ

ки (см. § 3.4). Затем находят распределение влажности за предыдущей ступенью в зависимости от доли крупнодисперсной влаги λ и средней влажности $y_{ср}$ перед рассчитываемой одиночной ступенью по номограммам рис. 3.23. Такой характер распределения влажности объясняется тем, что крупнодисперсная влага, попадающая на поверхности рабочих лопаток, центробежными силами отбрасывается к периферии, где наблюдается наибольшая концентрация влаги.

Начальная влажность y_{0i} на радиусе r_i определяется как $y_{0i}=\bar{y}_i y_{ср}$. Условно принимается, что доля крупнодисперсной влаги λ_i в каждом сечении (в соответствии с данными рис. 3.23) меняется пропорционально изменению влажности:

$$\lambda_i=\lambda_{ср}\bar{y}_i, \qquad (3.88)$$

где $\lambda_{ср}$ — среднее значение доли крупнодисперсной влаги перед ступенью; $\bar{y}_i$ — локальное значение относительной влажности (рис. 3.23).

В сечениях, где $\lambda_i>0{,}9$, принимается $\lambda_i=0{,}9$, т. е. максимально возможная доля крупнодисперсной влаги в расчетах не должна превышать 0,9.

В ступенях многоступенчатых влажно-паровых турбин, как показывают опыты и расчеты, распределение влажности y и дисперсности по высоте может отличаться от представленной на рис. 3.23 зависимости — наибольшие значения могут отвечать не периферии, а зоне на меньшем радиусе ступени (см. рис. 4.7 и 4.8). В этом случае расчет ступени производится по известным по высоте значениям y и λ.

Определив влажность y_{0i} и долю крупнодисперсной влаги λ_i в каждом сечении перед ступенью по формулам (3.84)—(3.86), находят КПД и коэффициенты расхода турбинной ступени большой веерности.

3.6. УДАЛЕНИЕ ВЛАГИ ИЗ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Удаление влаги является одним из радикальных способов повышения надежности и экономичности турбин, работающих на влажном паре. Уменьшение количества влаги в проточной части турбин приводит к уменьшению эрозии вращающихся лопаток и неподвижных деталей (см. § 7.4), снижает динамический заброс частоты вращения ротора при сбросе нагрузки и испарении пленок жидкости с поверхностей элементов турбины (см. § 8.5), обычно повышает экономичность ступеней.

Влагоулавливающие камеры часто выполняют непосредственно за ступенью, в некоторых конструкциях вход в них располагается над рабочими лопатками (рис. 3.24,*а*, *б*), иногда частично открываются выходные кромки лопаток (рис. 3.24,*б*). Капли влаги, движущиеся по отношению к пару со скольжением, попадают на поверхность рабочих лопаток, частично дробятся и вновь попадают в паровой поток; некоторая часть их оседает в виде пленки на поверхности лопаток. Кроме того, при прохождении криволинейного канала капли влаги из-за действия сил инерции имеют менее искривленные траектории по сравнению с основным потоком и также оседают на омываемых поверхностях. Тонкие пленки воды под действием центробежных и кориолисовых сил перемещаются к периферии, откуда сбрасываются во влагоулавливающие камеры. Указанные схемы влагоудаления уменьшают только влагу, поступающую в последующие ступени.

В некоторых конструкциях влагоулавливающие камеры соединяют с зазором между диафрагмой и рабочим колесом (рис. 3.24,*в*). Отвод влаги обеспечивается тем, что часть капель воды под действием центробежных сил, а также из-за отражения капель, попадающих на входные кромки рабочих лопаток, сбрасывается обратно в зазор между сопловыми и рабочими лопатками. Частично в ка-

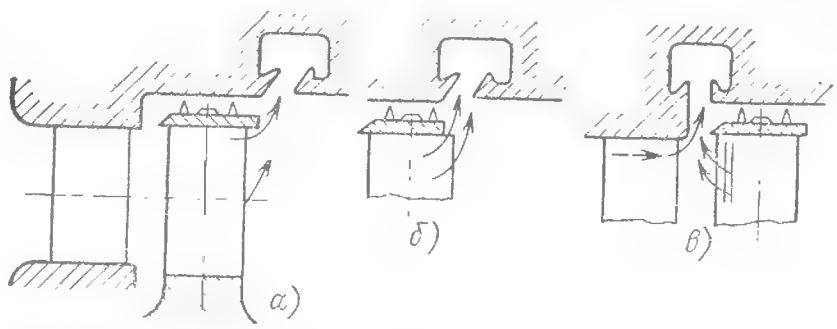


Рис. 3.24. Примеры организации влагоудаления за ступенью (*а* и *б*) и из межвенцового зазора (*в*)

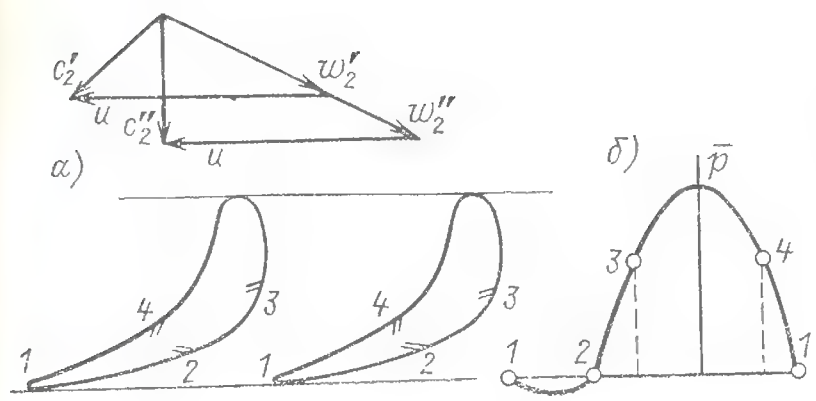


Рис. 3.25. Примеры расположения щелей при внутриканальной сепарации влаги (*а*) и распределение относительного давления по профилю (*б*)

меру попадает влага, движущаяся по периферийной ограничивающей поверхности сопловой решетки. Для повышения эффективности сепарации на входных участках спинки рабочих лопаток иногда выполняются продольные канавки, с помощью которых пленка удерживается от разбрызгивания.

В рассмотренных конструкциях вместе с влагой удаляется небольшое количество пара, обычно составляющее 0,3—1,0% общего расхода. При этом существенно улучшается удаление влаги и исключается возврат капелек воды из влагоотводящих каналов в основной поток. Для использования теплоты удаляемой пароводяной смеси, особенно его паровой фазы, целесообразно соединять влагоулавливающие камеры с регенеративными подогревателями.

Широкое применение в турбинах, главным образом в последних и предпоследних ступенях ЦНД, нашла внутриканальная сепарация через щели в полых сопловых лопатках. Этот способ особенно эффективен, так как с поверхности сопловых лопаток отводятся пленки влаги, образующие за выходными кромками при своем дроблении самые крупные капли, которые наиболее сильно снижают КПД ступеней и вызывают эрозию лопаток.

На рис. 3.25 показаны места расположения щелей, через которые влага отводится внутрь полой лопатки за счет перепада давлений на поверхности и внутри лопатки. Вместе с влагой через щели отсасывается пар, количество которого составляет обычно около 1% общего расхода пара через ступень.

Выбор места расположения щелей определяется конструктивно-технологическими возможностями и характером течения влаги в сопловых решетках. Через щель *1* в выходной кромке отводится пленка как со спинки, так и с вогнутой поверхности, из щелей *2* и *3* — пленка со спинки лопатки. Как видно из треугольника скоростей (рис. 3.25,*а*), на спинку попадает бо́льшая часть крупнодисперсной влаги. Из щели *4* отводится пленка влаги, попавшей на вогнутую поверхность.

Для повышения эффективности сепарации целесообразно выполнять две щели на поверхности, однако они должны располагаться в зонах с одинаковым давлением для исключения перетекания пара и влаги из одной щели в другую. В противном случае необходимо выполнять два отводящих канала.

На рис. 3.25,*б* показано распределение относительного статического давления по профилю $\bar{p}=\frac{p_0-p_i}{p_0-p_2}$.

Очевидно, что целесообразно использовать пары щелей *1* и *2*, а также *3* и *4*, в которых поддерживается одинаковое давление. Тогда отвод влаги и части отсасываемого пара может осуществляться через одну общую камеру в полой сопловой лопатке с последующим сбросом или в конденсатор, или в один из подогревателей.

Используемая ХТЗ конструкция сопловых лопаток с внутриканальной сепарацией влаги представлена на рис. 6.13.

Эффективность удаления влаги из проточной части турбин характеризуется коэффициентом сепарации Ψ, равным отношению количества отведенной жидкости G_c к расходу влаги через ступень G':

$$\Psi=G_c/G'=\beta/y_0, \qquad (3.89)$$

где $y_0=G'/G$—расходная степень влажности пара перед ступенью; $\beta=G_c/G=\Psi y_0$ — отношение расхода G_c ко всему расходу пароводяной смеси через ступень G.

Влагоулавливающие камеры, в которых циркулирует застойный пар, щели на профиле, ухудшающие аэродинамическое совершенство решеток, приводят к некоторому, обычно незначительному снижению КПД ступени; КПД снижается также при частичном отводе пара через влагоотводящие устройства (кроме удаления этого пара вместе с влагой в систему регенеративного водогрева питательной воды). Однако обычно уменьшение отрицательного воздействия влаги является превалирующим и внутритурбинная сепарация влаги в конечном итоге приводит к повышению КПД. Так, например, на экспериментальной семиступенчатой турбине при конечной влажности $y_к=0{,}12$ промежуточная сепарация над рабочими лопатками и внутриканальная сепарация в последней ступени повысили КПД турбины на 0,8%.

Коэффициент сепарации Ψ зависит от многих факторов, а прежде всего от размеров ступени (θ, l и др.), конструкции влагоудаляющих устройств, перепада давления в них, от режимных параметров: $\varepsilon_{ст}=p_2/p_0$, $u/c_ф$, ρ, плотности пара, от влажности y_0 и, главное, от доли крупнодисперсной влаги λ.

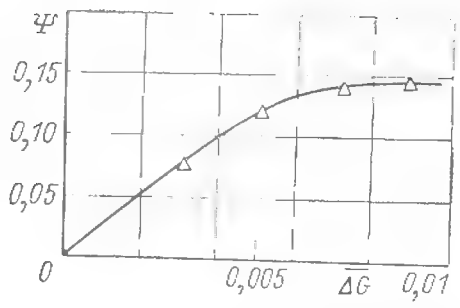


Рис. 3.26. Зависимость коэффициента сепарации Ψ через выходную кромку от расхода отсасываемого пара $\Delta\bar{G}$ при $\varepsilon=0{,}88$ и $y_0=0{,}06$

На внутриканальную сепарацию через полые сопловые лопатки сильное влияние оказывает расход пара ΔG, отсасываемого вместе с влагой через щели, определяемый перепадом давления на щели Δp и их размерами. На рис. 3.26 показана зависимость Ψ от $\overline{\Delta G}=\Delta G/G$ для щелей, расположенных в выходной кромке. Коэффициент сепарации Ψ линейно растет с увеличением количества отсасываемого пара в диапазоне до $\Delta\bar{G}\approx0{,}005$. Дальнейшее увеличение $\Delta\bar{G}$ практически не отражается на коэффициенте Ψ. Следует, однако, отметить, что для различных форм и размеров щелей, их расположения на профиле максимальное значение коэффициента Ψ будет различным. Это определяется разными значениями критического отношения давления на щель, коэффициентами расхода и неодинаковым подходом пленок к щели. Тем не менее для наиболее часто встречающихся конструктивных решений предельное значение $\Delta\bar{G}$, при котором достигается практически максимальный коэффициент $\Psi^{макс}$, составляет $\Delta\bar{G}\approx0{,}005$.

Экспериментальные исследования сепарации с использованием влагоулавливающих камер над рабочими лопатками (см. рис. 3.24,*а* и *б*) показывают существенное влияние размеров ступеней, сепарационных камер и режимных параметров на коэффициент сепарации.

На рис. 3.27 в качестве примера приведены результаты исследования ступени средней веерности $d/l=8$ с рабочими лопатками активного типа без бандажа. Начальная влага перед ступенью с средним диаметром капель $d_к\approx40$ мкм создавалась форсунками. Кривые *1* и *2* характеризуют эффективность сепарации из пространства между сопловой и рабочей решетками. Значение $u/c_ф=0$ получено при заторможенном роторе турбины. Коэффициент Ψ для данной конструкции отводящей камеры мало зависит от $u/c_ф$.

При бандаже, не покрывающем входной участок рабочей лопатки, наблюдается значительный рост Ψ с увеличением $u/c_ф$. Еще бо́льшие значения Ψ получены при нанесении на входных участках рабочих лопаток радиальных канавок. Кривые *3* и *4* иллюстрируют зависимость Ψ от $u/c_ф$ для сепарационных камер, расположенных за рабочими лопатками. Сначала с увеличением $u/c_ф$ коэффициент Ψ интенсивно возрастает, что объясняется бо́льшим осаждением влаги на лопатках и увеличением центробежных сил, действующих на пленку, когда бо́льшая часть влаги отбрасывается к периферии и попадает во влагоулавливающий канал.

Дальнейшее увеличение окружных скоростей ($u/c_ф>0{,}35$) приводит к интенсивному дроблению, отражению части влаги, уносу ее паровым потоком и соответственно снижению коэффициента Ψ. Отношение скоростей $u/c_ф$, соответствующее максимальному коэффициенту $\Psi^{макс}$, зависит от многих факторов и прежде всего от формы рабочих лопаток и веерности ступени.

Для реактивных решеток оптимум смещается в сторону меньших $u/c_ф$. Штриховой линией на рис. 3.27 показана зависимость Ψ от $u/c_ф$ для ступени большой веерности ($\theta=3{,}9$). С увеличением $u/c_ф$ снижается Ψ, что вызвано значительным дроблением капель и сбросом пленок с поверхностей лопаток в основной поток. Рост плотности пара и уменьшение размеров капелек влаги, как и увеличение скоростей пара в ступени, приводит к снижению коэффициентов сепарации Ψ.

В ряде случаев может оказаться целесообразным увеличение коэффициента Ψ даже при некотором снижении КПД ступени. Например, в транспортных турбинах, где весьма важно снизить массу агрегата, зачастую отказываются от громоздкого выносного сепаратора, уменьшив эрозию лопаток интенсивной сепарацией из проточной части использованием специальных ступеней-сепараторов.

Схема одного из вариантов ступени-сепаратора представлена на рис. 3.28. Для повышения коэффициента сепарации эффективный угол выхода из сопловой решетки уменьшается от корня к периферии: от $\alpha_{1к}=20°$ до $\alpha_{1п}=8°$. Это увеличивает закрутку потока в периферийной зоне, где влажность максимальна, что позволяет интенсифицировать отвод влаги в этой зоне. Для увеличения суммарной поверхности, на которой оседает удаляемая влага, рабочая решетка выполнена с уменьшенным относительным шагом. В периферийной зоне профиль лопатки выполняется плоским, с увеличенной хордой, что обеспечивает радиальное направление линий тока пленок влаги на поверхности лопаток и меньший унос жидкости паровым потоком. Результаты испытаний ступени-сепаратора иллюстрируются кривой *1* на рис. 3.28. Коэффициент Ψ оказывается в этом случае существенно выше, чем в обычных турбинных ступенях. Дальнейший рост Ψ в данной ступени достигнут при радиальных канавках на рабочих лопатках.

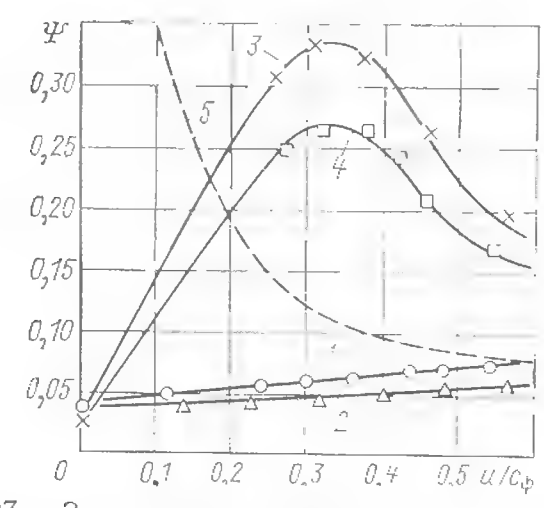


Рис. 3.27. Зависимость коэффициента сепарации Ψ из камер над лопатками ступени от $u/c_ф$ при $\varepsilon=0{,}8$: *1 — 4* — $d/l=8$; *5* — $d/l=3{,}9$

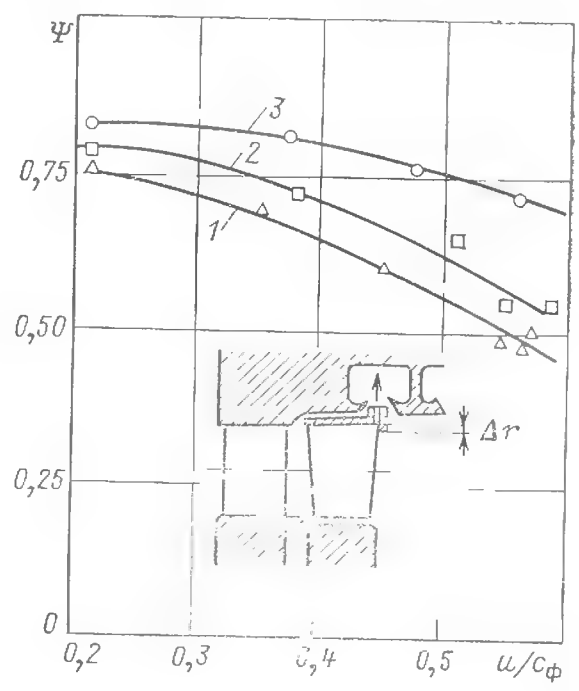


Рис. 3.28. Зависимость коэффициента сепарации Ψ в ступени-сепараторе от $u/c_ф$ при $p=100$ кПа, $\varepsilon=0{,}88$, $d_к=40$ мкм. Номера на кривых соответствуют модификациям ступеней согласно рис. 3.29

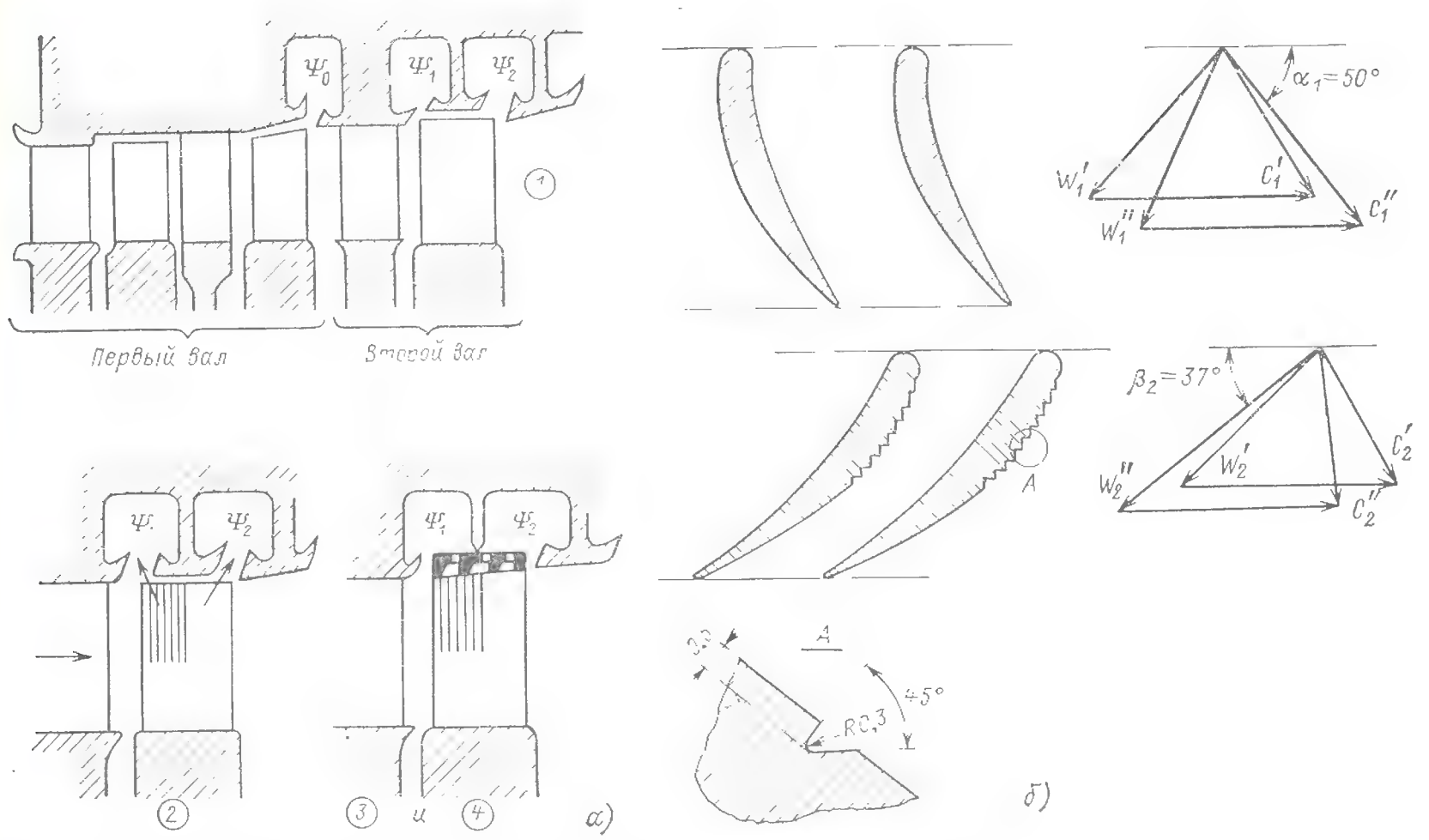


Рис. 3.29. Ступени-сепараторы, спроектированные на малые теплоперепады: *а* — схемы ступеней; *б* — решетки профилей и характерные треугольники скоростей

Значительный эффект дает применение наклонных бандажей с отрицательной перекрышей на выходе Δr (рис. 3.28), при этом существенно уменьшается снижение Ψ при больших $u/c_ф$. При такой форме бандажа происходит концентрация влаги в периферийной зоне ступени и осуществляется сброс ее через сверления в бандаже. Струйки жидкости не разбрызгиваются паровым потоком, что повышает эффективность улавливания влаги в отводящих каналах.

Отрицательная перекрыша на выходе из рабочей решетки, т. е. уменьшение ее высоты, снижает КПД ступени. Однако, как следует из опытов, относительное снижение КПД из-за отрицательной перекрыши на влажном паре оказывается существенно меньшим, чем на перегретом паре. Это объясняется заполнением жидкостью полости между выступами бандажа и наклонной его частью. Другими словами, пленка жидкости как бы сглаживает аэродинамическое несовершенство проточной части ступени, уменьшается разбрызгивание пленок и взаимодействие капелек воды с паровым потоком. Отметим, что для мелкодисперсной начальной влаги коэффициент сепарации Ψ существенно снижается, как и в обычных ступенях, и составляет для ступени-сепаратора с бандажом $\Psi=0{,}08\div0{,}09$.

Эффективность сепарации значительно возрастает с уменьшением теплоперепада H_0, а также при использовании решеток с большими углами выхода. МЭИ проведены исследования различных модификаций ступени с углом $\alpha_1=50°$ и $\bar{t}_{ср}=0{,}42$. На рис. 3.29,*а* показаны схемы проточных частей ступеней, установленных за двухвенечной ступенью, создающей необходимое поле двухфазного потока. Существенное влияние на эффективность влагоудаления оказывает дисперсность влаги. В опытах наиболее крупные капли отводились в камеру за двухвенечной ступенью, однако модальный размер капель перед исследуемой ступенью оставался значительным: $d_м\approx20$ мкм. При мелкодисперсной влаге, образующейся спонтанно в сопловой решетке предшествующей ступени, эффективность влагоудаления резко снижается. Это объясняется тем, что мелкие капли практически не соприкасаются с поверхностью лопаток и поэтому не могут быть отсепарированы. Для повы-

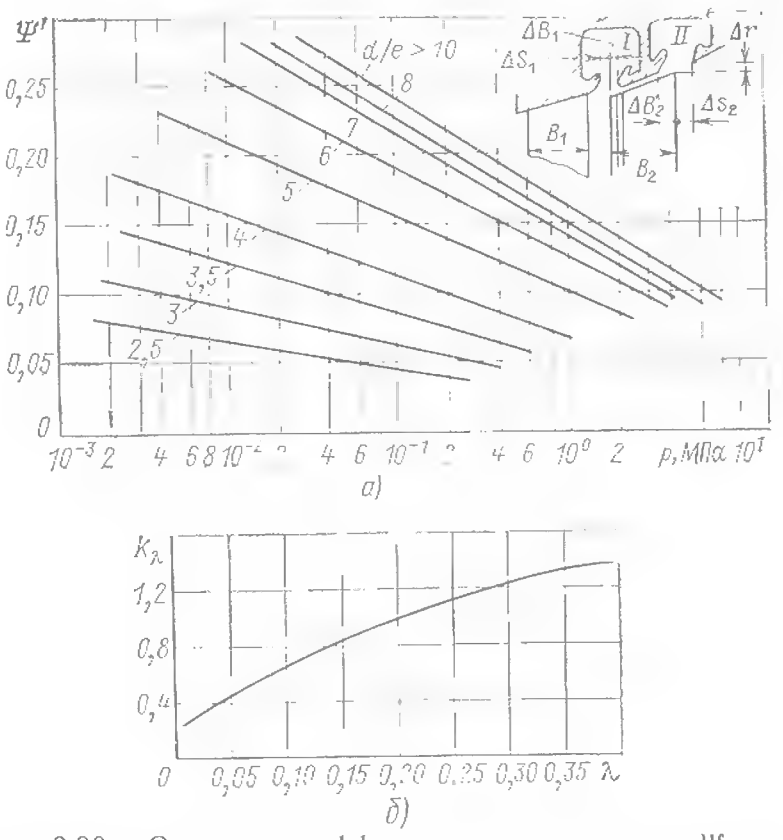


Рис. 3.30. Оценка коэффициента сепарации Ψ за ступенью в зависимости от давления за ступенью p_2 и d/l (*а*), а также от доли крупнодисперсной влаги λ (*б*)

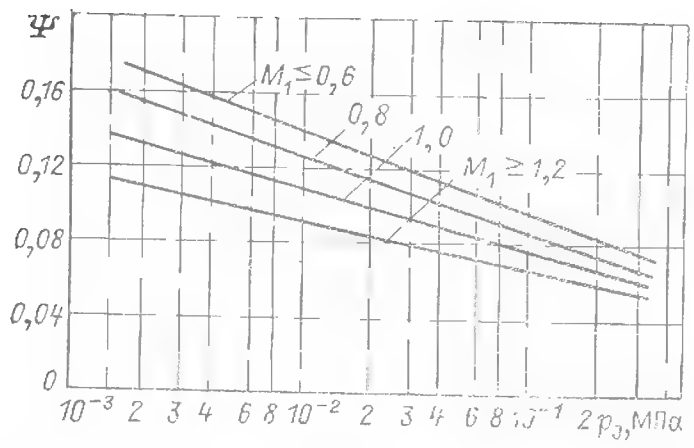


Рис. 3.31. Оценка коэффициента внутриканальной сепарации в полых сопловых лопатках

шения эффективности сепарации при мелкодисперсной начальной влажности может оказаться целесообразным применение коагуляторов, обеспечивающих укрупнение капель.

Для расчета коэффициентов сепарации Ψ из пространства над рабочими лопатками можно воспользоваться обобщенными графиками (рис. 3.30), учитывающими зависимость Ψ только от важнейших параметров: давления среды p, веерности ступени θ и доли крупнодисперсной влаги λ.

Другие параметры принимаются постоянными, в частности $u/c_ф = (u/c_ф)_{опт}$; $\Delta\bar{G} = 0{,}005$; $\Delta\bar{B}_2/B_2 = 0{,}1$; $\Delta\bar{B}_1/B_1 = 0{,}6$; $\Delta s_2/l_2 = 0{,}15$; $\Delta s_1/l_2 = 0{,}05$; $\Delta r/l_2 = 0$ (рис. 3.30). Влияние доли крупнодисперсной влаги λ определяется поправочным коэффициентом k_λ (рис. 3.30,*б*), т. е. $\Psi = \Psi' k_\lambda$.

Оценку коэффициента сепарации через щели в полых сопловых лопатках можно произвести по рис. 3.31. Предполагается, что влагоотводящие камеры с шириной щели $\delta = 0{,}7 \div 0{,}9$ мм располагаются для коротких лопаток по всей длине, для длинных ($\theta < 6$) занимают лишь 0,3—0,5 высоты в периферийной зоне. На лопатке выполняются две щели: на спинке профиля и в выходной кромке. Коэффициент сепарации Ψ′ зависит от давления перед решеткой p_0 и скорости в среднем сечении на выходе из сопловой решетки $M_1 = c_1/a_1$. На коэффициент Ψ влияют и другие режимные параметры: дисперсность, отношение скоростей $u/c_ф$, число Рейнольдса, геометрические параметры самой ступени и сепарационных устройств. Учет этих факторов возможен только при детальных исследованиях конкретных ступеней при натурных параметрах среды и дисперсности жидкой фазы.

3.7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СТУПЕНЕЙ ВЛАЖНО-ПАРОВЫХ ТУРБИН

В примере 3.1 рассчитана ступень, работающая перегретым паром. В последующих примерах основное внимание уделяется специфическим особенностям расчета на влажном паре. Как и в предыдущем примере, расчет ведется по среднему диаметру. Детальный расчет ступени большой веерности последней ступени мощной паровой турбины с учетом изменения всех параметров потока по радиусу имеется в [47].

Пример 3.2. Расчет ступени с влажным паром на входе. Произведем расчет промежуточной ступени ЦВД мощной тихоходной (на $n = 25$ м/с) турбины насыщенного пара типа К-1000-60/1500 (см., например, рис. 6.20).

Из предварительного расчета тепловой схемы, разбивки по ступеням теплоперепада ЦВД, выбора основных конструктивных размеров ступени получено: расход пара $G = 850{,}0$ кг/с, параметры (статические) на входе в ступень: $p_0 = 2{,}70$ МПа, $y_0 = 0{,}062$, доля крупнодисперсной влаги $\lambda = 0{,}2$ (в действительности в такой ступени ЦВД λ будет существенно меньше; повышенное ее значение принято здесь только в методических целях, чтобы показать влияние влажности на многие характеристики ступени, в том числе на треугольники скоростей), начальная скорость $c_0 = 65{,}0$ м/с, т. е. $\Delta H_0 = 2{,}1$ кДж/кг. Заданы: средний диаметр $d_1 = d_2 = d = 1{,}860$ м, угол $\alpha_{1э} = 15{,}0°$, хорды лопаток $b_1 = 140$ мм и $b_2 = 80$ мм.

С последующей проверкой корневой реактивности (см. § 3.4) принимаем на среднем диаметре $\rho = 0{,}20$. Тогда по формуле (3.27) $\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт} = 0{,}521$. С учетом дополнительных потерь примем $u/c_ф = 0{,}500$.

Окружная скорость $u = \pi d n = 146{,}1$ м/с, $c_ф = \frac{u}{u/c_ф} = 292{,}2$ м/с и располагаемый теплоперепад ступени $\bar{H}_0 = c_ф^2/2 = 42{,}7$ кДж/кг. Далее определяем $H_0 = \bar{H}_0 - \Delta H_0 = 40{,}6$ кДж/кг, $H_{0c} = \bar{H}_0(1-\rho) = 34{,}2$ кДж/кг и $H_{0р} = 8{,}5$ кДж/кг. Скорость $c_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 H_{0c}} = 261{,}5$ м/с. По основной изоэнтропе процесса в h, s-диаграмме (рис. 3.32,*а*) определяем давления $\bar{p}_0 = 2{,}73$ МПа, $p_1 = 2{,}27$ МПа и $p_2 = 2{,}16$ МПа, удельные объемы $v_{1t} = 0{,}0811$ м/кг и $v_{2t} = 0{,}0848$ м³/кг и степени сухости $x_{1t} = 0{,}923$ и $x_{2t} = 0{,}919$. Кроме того, находим значения кинематических вязкостей $\nu_1 = 1{,}3 \cdot 10^{-6}$ м²/с и $\nu_2 = 1{,}4 \times 10^{-6}$ м²/с и скорости звука $a_1 = 489$ м/с и $a_2 = 488$ м/с (при $\varkappa = 1{,}3$).

Приняв в первом приближении $\mu_1 = 1{,}000$, вычислим высоту сопловых лопаток:

$$l_1 = \frac{G v_{1t}}{\mu_1 \pi d \sin \alpha_{1э} c_{1t}} 10^3 = 174{,}3 \text{ мм}.$$

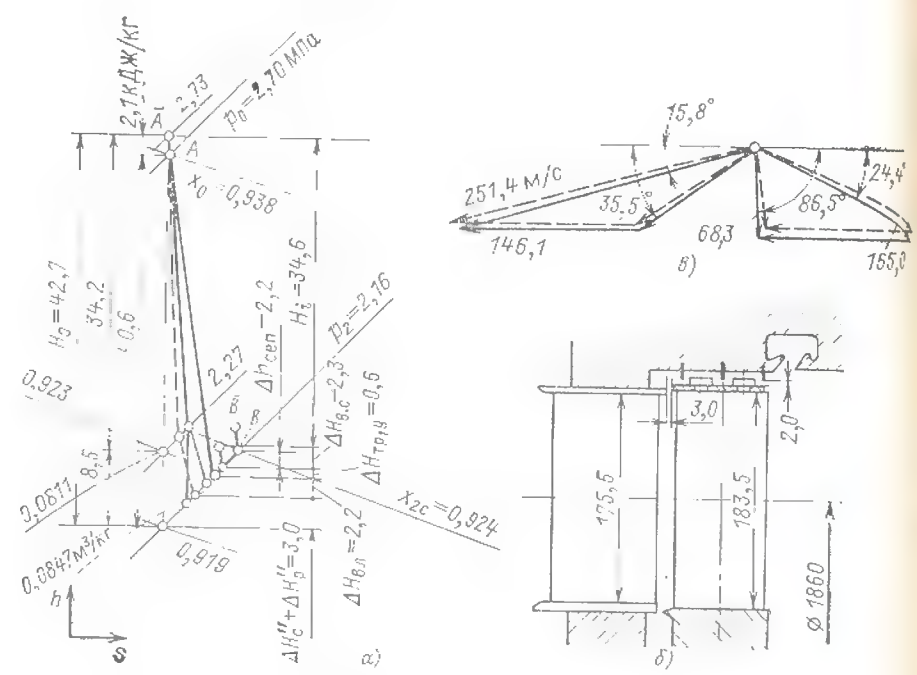


Рис. 3.32. К примеру 3.2. Штриховые линии относятся к расчету решеток на перегретом паре, тонкие сплошные — к расчету с учетом влажности, толстые сплошные (на h, s-диаграмме) — окончательный процесс расширения и подсушки пара в ступени; $\Delta h_{сеп} = 1{,}6$

По характеристикам сопловой решетки $b_1/l_1=0{,}8$, $\Delta\alpha=180-(90+15)=75°$, $\sin\alpha_0/\sin\alpha_{1э}=3{,}9$, $M_{1t}=0{,}53$, $Re_{1t}=\frac{b_1 c_{1t}}{\nu_1}=3\cdot10^7$ по графикам рис. 2.18 и 2.16 найдем для перегретого пара $\mu_1''=0{,}976$ и $\zeta_c''=0{,}05$, т. е. $\varphi''=\sqrt{1-\zeta_c''}=0{,}975$.

С учетом влажности по рис. 2.19 найдем поправку на коэффициент расхода $\Delta\mu_1'=0{,}043\cdot0{,}4=0{,}017$, учитывая отношение давлений для сопловой решетки $\varepsilon_1=p_1/p_0=2{,}27/2{,}70=0{,}84$.

Следовательно, $\mu_1=\mu_1''+\Delta\mu_1'=0{,}976+0{,}017=0{,}993$. По рис. 2.17, по значениям $y_0=0{,}062$ и $\lambda_0=0{,}2$ определим $\Delta\zeta_c'=0{,}024$, т. е. $\zeta_c=0{,}050+0{,}024=0{,}074$ и $\varphi'=0{,}962$. Далее по рис. 2.21 находим увеличение угла выхода из сопловой решетки жидкой $\Delta\alpha_1'=2{,}1°$ и паровой $\Delta\alpha_1''=0{,}7°$ фаз. Следовательно, для всего потока $\Delta\alpha_1=y_0\Delta\alpha_1'+\Delta\alpha_1''(1-y_0)=2{,}1\cdot0{,}062+0{,}7\cdot0{,}938=0{,}8°$ и $\alpha_1=15{,}0+0{,}8=15{,}8°$.

По значению $\mu_1=0{,}993$ уточняем площадь $F_1=0{,}2654$ м² и высоту $l_1=175{,}5$ мм. Значения φ' и α_1, учитывающие влияние влажности, используются только для построения треугольников скоростей (рис. 3.32,*б*); из входного треугольника получаем $\beta_1=35{,}5°$ и $w_1=117{,}9$ м/с, по соотношению (3.15) — $w_{2t}=\sqrt{w_1^2+2c_{2ф}}=176{,}0$ м/с. Приняв перекрышу $\Delta l=l_2-l_1=8$ мм и, следовательно, $l_2=183{,}5$ мм и в первом приближении задавшись $\mu_2=1{,}000$, вычислим эффективный угол выхода рабочей решетки:

$$\beta_{2э}=\arcsin\frac{Gv_{2t}}{\mu_2\pi d l_2 w_{2t}}=22{,}4°.$$

По формуле (3.74а) определим степень реактивности в корне $\rho_к=0{,}045>0$, которая показывает, что степень реактивности на среднем диаметре $\rho=0{,}20$ выбрана правильно.

Характеристики рабочей решетки: $b_2/l_2=0{,}44$, $\Delta\beta_2=122°$, $\sin\beta_1/\sin\beta_{2э}=1{,}5$, $M_{2t}=0{,}36$, $Re_{2t}=1\cdot10^7$. Тогда по рис. 2.18 и 2.16 для перегретого пара $\mu_2''=0{,}960$, $\zeta_р''=0{,}087$, т. е. $\psi''=0{,}956$.

Учитывая потери в сопловой решетке, определенные для влажного пара, $\Delta H_c=H_{0c}\zeta_c=34{,}2\cdot0{,}074=2{,}53$ кДж/кг, на *h*, *s*-диаграмме (рис. 3.32,*а*) находим влажность пара на входе в рабочую решетку $y_1=0{,}076$ и оцениваем долю крупнодисперсной влаги

$$\lambda_1=\lambda_0\frac{y_1}{y_0}=0{,}25.$$

Тогда по рис. 2.19, 2.17 и 2.21, приняв во внимание $\varepsilon_2=p_2/p_1=2{,}16/2{,}27=0{,}95$, найдем изменение аэродинамических характеристик рабочей решетки: $\Delta\mu_2'=0{,}051\times0{,}14=0{,}007$ и $\mu_2=0{,}960+0{,}007=0{,}967$, $\Delta\zeta_0'=0{,}033$, $\zeta_0'=0{,}087+0{,}033=0{,}120$, т. е. $\psi'=0{,}938$, $\Delta\beta_2'=2{,}3°$, $\Delta\beta_2''=1{,}1°$ и $\Delta\beta_2=1{,}2°$.

По значению $\mu_2=0{,}967$ уточняем $F_2=0{,}4230$ м² и $\beta_{2э}=23{,}2°$, а также $\beta_2=23{,}2°+1{,}2=24{,}4°$. Далее строим выходной треугольник скоростей (рис. 3.32,*б*), из которого определяем $\alpha_2=86{,}4°$ и $c_2=68{,}3$ м/с и, следовательно, $\Delta H_{в.с}=2{,}33$ кДж/кг.

Если использовать данные по треугольникам скоростей, построенных для влажного пара, то получим $\eta_{о.л}^{вл}=84{,}21$ %. Однако при этом не учитываются ни тормозящее воздействие влаги на рабочее колесо, ни другие факторы и, как показывает эксперимент, таким образом вычисленный $\eta_{о.л}^{вл}$ является завышенным (см. § 3.5).

Поэтому используем другой полуэмпирический метод. Сначала по φ'', ψ'', $\alpha_{1э}$ и $\beta_{2э}$ определяем относительный лопаточный КПД ступени при работе ее на перегретом паре $\eta_{о.л}^{п.п}$, используя для этого построенные штриховыми линиями треугольники скоростей (рис. 3.32,*б*) и формулу (3.20): $\eta_{о.л}^{п.п}=87{,}55$ %. Далее по формуле (3.94) определяем

$$\eta_{о.л}^{вл}=\eta_{о.л}^{п.п}\left[1-2\frac{u}{c_ф}(k_1 y_0+k_2\Delta y)\right]=$$
$$=0{,}8755\cdot[1-2\cdot0{,}500\cdot(0{,}82\cdot0{,}062+0{,}35\cdot0{,}019)]=$$
$$=0{,}8248\approx82{,}5\ \%.$$

Здесь $k_1=0{,}82$ принимается из рис. 3.21 при $\rho=0{,}20$ и $\lambda_0=0{,}20$; $k_2=0{,}35$, а $\Delta y=x_0-x_2=0{,}938-0{,}919=0{,}019$ (рис. 3.32,*а*). Потери от влажности $\Delta H_{вл}=(\eta_{о.л}^{п.п}-\eta_{о.л}^{вл})\overline{H}_0=(0{,}8755-0{,}8248)42{,}7=2{,}16$ кДж/кг.

Потери от утечки через диафрагменное уплотнение подсчитываем по соотношению (3.46), приняв для выбранной конструкции $\mu_у=0{,}73$, число гребней $z_у=8$ и площадь зазора $F_у=\pi d_у\delta_у=\pi\cdot1{,}20\cdot1{,}2\cdot10^{-3}=0{,}0045$ м²:

$$\xi_{д.у}=\frac{\mu_у F_у}{F_1\sqrt{z_у}}\eta_{о.л}^{вл}=0{,}0036.$$

Потери от утечки над бандажом рабочих лопаток (рис. 3.32,*в*) вычисляем по формуле (3.50а), предварительно по (3.74а) определив степень реактивности у периферии $\rho_п=0{,}325$ и по (3.48) эквивалентный зазор $\delta_{экв}=0{,}8$ мм:

$$\xi_{п.у}=\frac{\pi(d+l_2)\delta_{экв}}{F_1}\sqrt{\frac{\rho_п}{1-\rho}}\eta_{о.л}^{вл}=0{,}0102.$$

Потери трения диска [см. (3.42)]

$$\xi_{тр}=0{,}5\cdot10^{-3}\frac{d^2}{F_1}\left(\frac{u}{c_ф}\right)^3=0{,}0008.$$

Относительный внутренний КПД ступени

$$\eta_{oi}^{вл}=\eta_{ол}^{вл}-(\xi_{д.у}+\xi_{п.у}+\xi_{тр})=0{,}8102\approx81{,}0\ \%.$$

Использованный теплоперепад ступени

$$H_i=\overline{H}_0\eta_{0i}^{вл}=34{,}6\ \text{кДж/кг}.$$

Внутренняя мощность ступени

$$P_i=GH_i=29\,410\ \text{кВт}.$$

За ступенью выполнено периферийное влагоудаление (рис. 3.32,*в*), для которого коэффициент сепарации Ψ находим согласно рис. 3.30 в зависимости от $0=d/l=1{,}860/0{,}1835=10$, давления за ступенью $p_2=2{,}16$ МПа и доли крупнодисперсной влаги до ступени $\lambda_0=0{,}20$:

$$\Psi=\Psi' k_\lambda=0{,}118\cdot0{,}98=0{,}116.$$

В результате сепарации пар перед следующей ступенью подсушивается на $\Delta y_2=\Psi y_0=0{,}116\cdot0{,}062=0{,}007$, чему на *h*, *s*-диаграмме отвечает $\Delta h_{сеп}=1{,}58$ кДж/кг.

Таким образом, параметры пара на входе в следующую ступень (точка *B* на рис. 3.32,*а*) — это давление $p_0=2{,}16$ МПа, $y_0=0{,}076$, и поскольку $\alpha_2\approx90°$, то $\Delta H_0=2{,}33$ кДж/кг (точка $\overline{B}$ на рис. 3.32,*а*). В следующей ступени расход пара уменьшится, во-первых, на величину удаленной влаги $\Delta G_c'=\Psi y_0 G=0{,}116\cdot0{,}062\cdot850{,}0=6{,}1$ кг/с и, во-вторых, на величину отсасываемого расхода пара, принимаемого $\Delta\overline{G}_c''=0{,}005$, т. е. $\Delta G_c''=0{,}005\cdot850{,}0=4{,}2$ кг/с. Следовательно, расход пара через следующую ступень составит $G=850{,}0-6{,}1-4{,}2=839{,}7$ кг/с.

Пример 3.3. Расчет ступени с перегретым паром на входе и влажным на выходе.

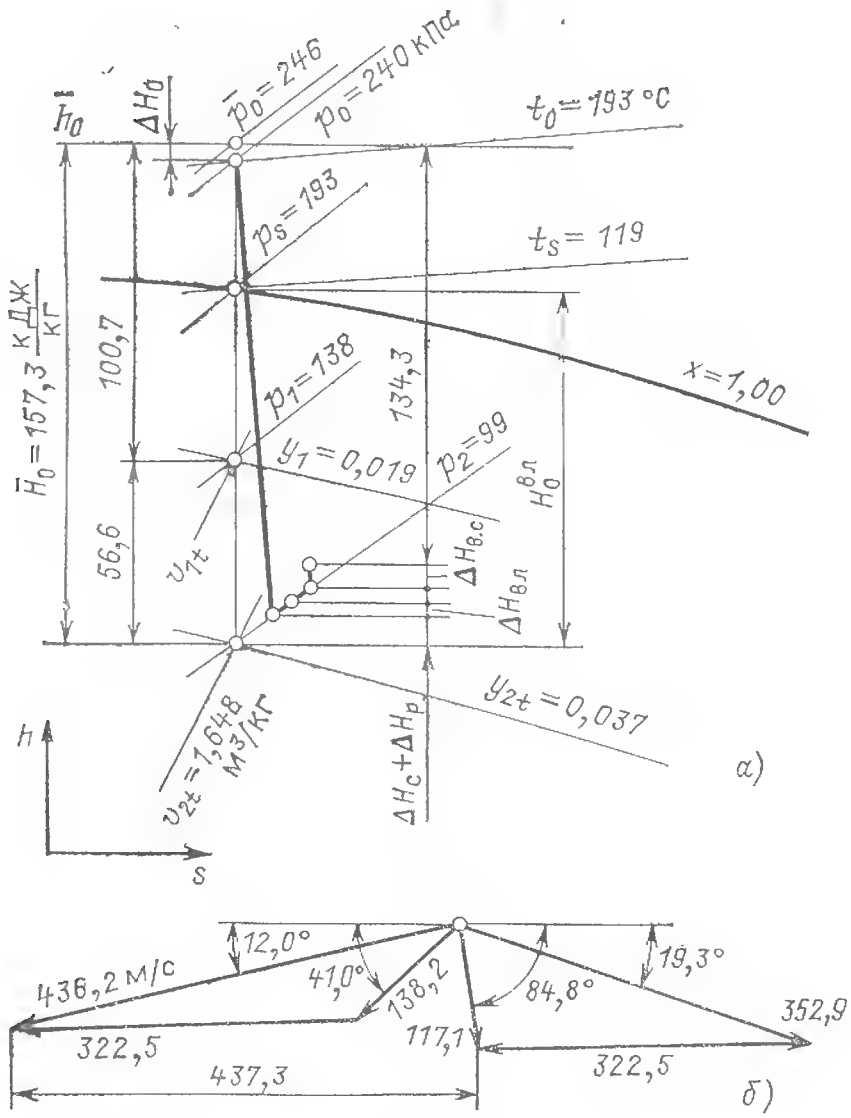


Рис. 3.33. К примеру 3.3; $t_0=140$ °С

Произведем расчет промежуточной ступени ЦНД мощной быстроходной (на $n=50$ 1/с) турбины К-1000-60/3000 насыщенного пара (см., например, рис. 6.22).

Задано: расход пара $G=120,0$ кг/с, начальные параметры $p_0=240$ кПа, $t_0=140$ °С, $\Delta H_0=4,6$ кДж/кг. Из конструктивных соображений и оценки прочностных характеристик принято $d_1=d_2=d=2,053$ м, $b_1=100$ мм, $b_2=60$ мм, угол $\alpha_{1э}=12,0°$.

Выбрав $\rho=0,36$ (с последующей проверкой $\rho_к$ или же задавшись $\rho_к$, итерацией определив ρ), оценим по соотношению (3.27) оптимальное отношение скоростей и с учетом влияния дополнительных потерь на $(u/c_ф)_{опт}$ выберем $u/c_ф=0,575$. Тогда при $u=322,5$ м/с получим $c_ф=560,9$ м/с, $\bar{H}_0=157,3$ кДж/кг и $H_0=\bar{H}_0-\Delta H_0=152,7$ кДж/кг.

По h, s-диаграмме (рис. 3.33,*а*) на основной изотропе, предварительно вычислив $H_{0с}=100,7$ кДж/кг и $H_{0р}=56,6$ кДж/кг, найдем давления $p_s=193$ кПа, $p_1=138$ кПа, $p_2=99$ кПа, влажность $y_{1t}=0,019$, $y_{2t}=0,037$, удельные объемы $v_{1t}=1,231$ м³/кг и $v_{2t}=1,648$ м³/кг, скорости звука (при $\varkappa=1,3$) $a_1=470$ м/с и $a_2=461$ м/с, кинематические вязкости $\nu_1=15,6\times10^{-6}$ м²/с и $\nu_2=20,7\cdot10^{-6}$ м²/с. Доля изоэнтропийного теплоперепада ниже линии насыщения, $H_0^{вл}=113,9$ кДж/кг.

Сначала проведем расчет ступени как для перегретого пара (см. пример 3.1), учитывая влажность только при определении коэффициентов расхода.

Оценим (при $\mu_1=1,00$) высоту сопловой лопатки

$$l_1=\frac{Gv_{1t}}{\mu_1\pi d\sin\alpha_{1э}c_{1t}}=0,245\text{ м}=245\text{ мм},$$

где $c_{1t}=448,6$ м/с.

По рис. 2.16 и 2.18 по $M_{1t}=0,95$, $Re_{1t}=2,9\cdot10^6$, $b_1/l_1=0,4$, $\Delta\alpha=78°$, $\sin\alpha_0/\sin\alpha_{1э}=4,8$, найдем $\zeta_c=0,055$, т. е. $\varphi''=0,972$, $\mu''=0,980$. По рис. 2.19 при начальном от (t_0 до t_s) перегреве $\Delta t_0=21$ °С и $\varepsilon=p_1/p_s=138/193=0,72$ найдем $\Delta\mu'_1=0,006$ и, следовательно, $\mu_1=0,980+0,006=0,986$.

Теперь уточняем $F_1=0,3338$ м² и $l_1=248,9$ мм, или округленно $l_1=249$ мм.

Из треугольников скоростей (рис. 3.33,*б*), приняв $\alpha_1=\alpha_{1э}$, находим $\beta_1=41°$, $w_1=138,2$ м/с и, следовательно, $w_{2t}=363,8$ м/с.

Выбрав перекрышу $\Delta l=l_2-l_1=10$ мм, т. е. $l_2=259$ мм, оценим (при $\mu_2=1,00$) угол $\beta_{2э}=19,0°$.

По рис. 2.16 и 2.18 по $M_{2t}=0,8$, $Re_{2t}=10^6$, $b_2/l_2=0,23$, $\Delta\beta=120°$, $\sin\beta_1/\sin\beta_2=2$ найдем для перегретого пара $\zeta_р=0,06$, т. е. $\psi''=0,970$ и $\mu_2''=0,972$. По рис. 2.19 по $y_{1t}=0,019$, $\varepsilon_2=p_2/p_1=99/138=0,72$ и приняв по оценке для решетки, на входе в которую пар влажный, т. е. для рабочей решетки, $\lambda_1=0,05$ (нижняя кривая на рис. 2.19,*а*), найдем $\Delta\mu'=0,013$, следовательно, $\mu_2'=0,972+0,013=0,985$.

Теперь уточняем $F_2=0,5515$ м² и $\beta_{2э}=19,3°$. Используя формулу (3.74,*а*), по $\theta=d_2/l_2=9,8$ найдем $\rho_п=0,48$ и $\rho_к=0,18$. Эти значения не требуют пересмотра выбранной сначала средней степени реактивности $\rho=0,36$.

Приняв $\beta_2=\beta_{2э}$, строим выходной треугольник скоростей, из которого получаем $\alpha_2=84,8°$, $c_2=117,1$ м/с и $\Sigma c_u=c_{1u}+c_{2u}=437,3$ м/с. По формуле (3.20) вычисляем относительный лопаточный КПД при работе ступени перегретым паром:

$$\eta_{о.л}^{п.п}=\frac{u\Sigma c_u}{\bar{H}_0}=0,8966.$$

Для ступени, процесс расширения пара в которой пересекает линию насыщения (рис. 3.33,*а*), потери от влажности (см. § 3.5) связаны с неравновесным характером процесса. В этом случае используется формула (3.85), где $\xi_н$ вычисляется или по (2.42), или по рис. 2.7 по $\varepsilon_s=p_2/p_s=99/193=0,513$, т. е. $\xi_н=0,037$. Таким образом,

$$\eta_{о.л}^{вл}=\eta_{о.л}^{п.п}\left(1-\xi_н\frac{H_0^{вл}}{\bar{H}_0}\right)=$$
$$=0,8966\left(1-0,037\frac{113,9}{157,3}\right)=0,8726.$$

Таким образом, потери от влажности в данном случае составляют

$\xi_{вт}=\eta_{о.л}^{п.п}-\eta_{о.л}^{вл}=0,8966-0,8726=0,024$ и $\Delta H_{вт}=\xi_{вт}\bar{H}_0=3,8$ кДж/кг.

Отнесенная к средней влажности, эта потеря существенно больше, чем подсчитанная в примере 3.2.

Потери от утечек через диафрагменное уплотнение определяются по формуле (3.46) при $\mu_у F_у\sqrt{z_у}=20\times10^{-4}$ м²:

$$\xi_{д.у}=\frac{\mu_у F_у/\sqrt{z_у}}{F_1}\eta_{о.л}^{вл}=0,0054,$$

а потери от утечек над бандажом рабочих лопаток — по соотношению (3.50) при эквивалентном зазоре $\delta_{экв}=1,1$ мм:

$$\xi_{п.у}=\frac{\pi d_п\delta_{экв}}{F_1}\sqrt{\frac{\rho_п}{1-\rho}}\frac{v_{1t}}{v_{2t}}\eta_{о.л}^{вл}=0,0118.$$

Потери от трения диска

$$\xi_{тр}=0,7\cdot10^{-3}\frac{d^2}{F_1}\left(\frac{u}{c_ф}\right)^3=0,0017.$$

Относительный внутренний КПД ступени

$$\eta_{oi}^{вл}=\eta_{о.л}^{вл}-(\xi_{д.у}+\xi_{п.у}+\xi_{тр})=0,8537\approx85,4\ \%.$$

Использованный теплоперепад ступени $H_i=\bar{H}_0\eta_{oi}^{вл}=134,3$ кДж/кг.

Внутренняя мощность ступени $P_i=GH_i=16\,120$ кВт.

Глава четвертая

МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ТУРБИНЫ

4.1. ОСОБЕННОСТИ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

Располагаемый теплоперепад паровой турбины $H^{т}_{0}$=800÷1800 кДж/кг может быть эффективно переработан только в большом числе последовательно расположенных ступеней. Паровые турбины активного типа даже при невысоких начальных параметрах пара, присущих АЭС с водоохлаждаемыми реакторами, имеют около десяти ступеней, их больше в турбинах реактивного типа, располагаемый теплоперепад ступеней которых при той же окружной скорости u согласно формуле (3.27) примерно в 2 раза меньше, чем при $\rho=0$. Обычно теплоперепады $H_0^{т}$ меньше в газовых турбинах, но и они перерабатываются в нескольких ступенях.

Распределение общего теплоперепада между отдельными ступенями многоступенчатых турбин создает ряд преимуществ, позволяющих достигнуть высокого КПД и всей турбины, и турбоустановки.

Основные преимущества многоступенчатой турбины заключаются в следующем.

1. С применением значительного числа ступеней можно для каждой ступени выбрать такой небольшой теплоперепад, чтобы даже при умеренных окружных скоростях обеспечить оптимальные значения $u/c_ф$, при которых КПД отдельных ступеней достигают максимума.

2. Уменьшение теплоперепада ступени и связанное с этим уменьшение диаметра ступени (при заданной частоте вращения) приводят к увеличению высот лопаток, т. е. к снижению концевых потерь в решетках (см. § 2.5), что существенно повышает КПД многих ступеней турбин малой мощности и первых ступеней крупных турбин.

3. При плавном очертании проточной части кинетическая энергия потока, покидающего ступень турбины, может быть частично или полностью использована в последующей ступени. Таким образом, увеличивается располагаемый теплоперепад $\bar{H}_0 > H_0$ большинства ступеней. Выходная скорость теряется полностью обычно лишь в регулирующей и в последних ступенях турбины и ее отдельных цилиндров.

4. Потери энергии в каждой ступени турбины, как это видно из h, s-диаграммы (рис. 4.1), вызывают повышение p_0v_0 перед последующими ступенями. Это приводит к тому, что фактический располагаемый теплоперепад какой-либо промежуточной ступени, например теплоперепад H_{0j} j-й ступени (рис.4.1), взятый между изобарами p_{0j} и p_{2j}, несколько превышает тепловой перепад $(H_{0j})_{осн}$ между теми же изобарами, взятый по основной изоэнтропе. Таким образом, потери в предыдущей ступени приводят к некоторому увеличению теплоперепада в последующих ступенях, т. е. могут быть в них частично использованы. В результате сумма располагаемых теплоперепадов ступеней многоступенчатой турбины оказывается больше, чем располагаемый теплоперепад всей турбины, взятый по основной изоэнтропе $H^{т}_{0}$. Это увеличение суммарного теплоперепада учитывается с помощью так называемого коэффициента возврата теплоты. Проанализируем процесс расширения пара в h, s-диаграмме (рис. 4.1).

Использованный теплоперепад отдельной ступени H_i можно представить как произведение располагаемого теплоперепада ступени H_0 на ее КПД $\eta^{ст}_{oi}$:

$$H_i = H_0 \eta^{ст}_{oi}.$$

Использованный теплоперепад всей турбины найдется как сумма использованных перепадов отдельных ступеней:

$$H_i^{т} = \Sigma H_i = \Sigma H_0 \eta^{ст}_{oi} = \Sigma [(H_0)_{осн} + q] \eta^{ст}_{oi}. \quad (4.1)$$

Если предположить, что КПД всех ступеней одинаковы, то $\eta^{ст}_{oi}$ может быть вынесен как

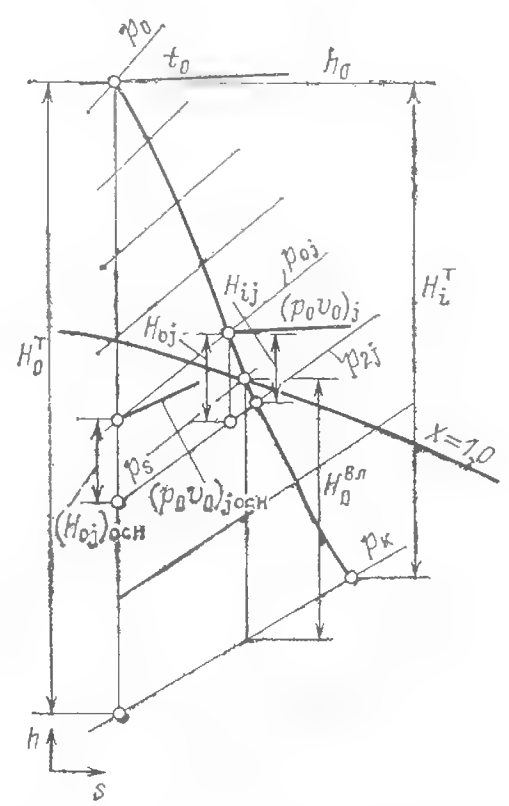


Рис. 4.1 Процесс расширения пара в проточной части многоступенчатой турбины (турбопривода питательного насоса турбоустановки АЭС)

общий множитель за знак суммы. Тогда найдем

$$H_i^{\text{т}} = \eta_{oi}^{\text{ст}} \Sigma H_0 = \eta_{oi}^{\text{ст}} \Sigma [(H_0)_{\text{осн}} + q] =$$

$$= \eta_{oi}^{\text{ст}} (H_0^{\text{т}} + Q_{\text{в.т}}). \qquad (4.2)$$

Здесь $H_0^{\text{т}}$ представляет собой располагаемый теплоперепад для всей турбины или группы ступеней, взятый по основной изоэнтропе; $Q_{\text{в.т}}$ — часть теплоты, вызванной потерями в ступенях турбины, которая может быть использована в последующих ступенях.

Использованный теплоперепад для всей турбины

$$H_i^{\text{т}} = H_0^{\text{т}} \eta_{oi}^{\text{т}} .$$

Сравнивая два выражения для использованного теплоперепада, находим, что КПД всей турбины $\eta_{oi}^{\text{т}}$ представится так:

$$\eta_{oi}^{\text{т}} = \eta_{oi}^{\text{ст}} \left(1 + \frac{Q_{\text{в.т}}}{H_0^{\text{т}}}\right) = \eta_{oi}^{\text{ст}} (1 + q_{\text{в.т}}). \qquad (4.3)$$

Отношение $q_{\text{в.т}} = Q_{\text{в.т}} / H_0^{\text{т}}$ — коэффициент возврата теплоты, определяющий долю потерь, которая может быть использована в последующих ступенях турбины.

Таким образом, формула (4.3) показывает, что *КПД многоступенчатой турбины больше, чем средний КПД ее отдельных ступеней.*

Для приближенной оценки коэффициента возврата теплоты можно использовать формулу

$$q_{\text{в.т}} = k_{\text{в.т}} (1 - \eta_{oi}^{\text{т}}) H_0^{\text{т}} \frac{z-1}{z}, \qquad (4.4)$$

в которой коэффициент $k_{\text{в.т}}$ для турбин, работающих только перегретым водяным паром, например ЦВД турбин для АЭС с газоохлаждаемыми реакторами, следует принимать $k_{\text{в.т}} \approx 4{,}7 \cdot 10^{-4}$; если весь процесс расширения лежит в области влажного пара, например для ЦВД турбин насыщенного пара, то $k_{\text{в.т}} \approx \approx 4{,}0 \cdot 10^{-4}$; для турбин, в которых процесс расширения переходит из области перегретого в область влажного пара, например ЦНД большинства паровых турбин, $k_{\text{в.т}} \approx 5 \cdot 10^{-4}$; для гелиевых турбин $k_{\text{в.т}} = (1{,}0 \div 1{,}3) \cdot 10^{-4}$. В формуле (4.4) размерность $H_0^{\text{т}}$ — в кДж/кг.

5. В многоступенчатой паровой турбине могут быть выполнены отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды, что позволяет существенно повысить экономичность теплового цикла. Как правило (см. гл. 6), все ступени мощной паровой турбины не удается расположить на одном роторе, длина которого стала бы конструктивно и технологически недопустимо большой, а жесткость малой. Поэтому мощные паровые турбины, в частности все турбины АЭС, выполняются в нескольких цилиндрах. В большинстве случаев это определяется необходимостью при больших объемных пропусках пара Gv направлять пар несколькими параллельными потоками: так выполняют части низкого давления, а при больших $P_{\text{э}}$ и $G_0 v_0$ — и части высокого давления.

Разделение на параллельные потоки ЦНД определяется так называемой **предельной мощностью однопоточной турбины.**

Электрическая мощность турбоагрегата равна:

$$P_{\text{э}} = G_0 \overline{H}_i \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}} = G_0 \left[\sum_{n=1}^{n} H_{in} \left(1 - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \sum_{j=1}^{n-1} \alpha_j \right) \right] \eta_{\text{м}} \eta_{\text{э.г}}, \qquad (4.5)$$

где G_0 — расход пара через первую ступень; α_j — доли расхода пара, отбираемого для подогрева питательной воды, промежуточного перегрева и т. п.; $(n-1)$ — число отборов.

Если $G_{\text{к}}$ — расход пара через последнюю ступень, то

$$P_{\text{э}} = G_{\text{к}} H_0 \eta_{\text{о.э}} m, \text{ где } m > 1. \qquad (4.6)$$

Обычно $G_{\text{к}} = (0{,}55 \div 0{,}65)\, G_0$ и соответственно $m = 1{,}2 \div 1{,}35$.

Расход пара через последнюю ступень согласно уравнению неразрывности

$$G_{\text{к}} = \frac{\pi d_2 l_2 c_2 \sin \alpha_2}{v_2},$$

где c_2, v_2 — осредненные скорость и удельный объем при выходе из рабочей решетки последней ступени. Учитывая, что направление абсолютной скорости c_2 обычно выбирают так, чтобы $\alpha_2 \approx 90°$, получим

$$G_{\text{к}} = \frac{\pi d_2 l_2 c_2}{v_2} = \Omega \frac{c_2}{v_2}; \qquad (4.7)$$

здесь $\Omega = \pi d_2 l_2$ — осевая (кольцевая) площадь выхода из ступени.

Удельный объем пара v_2 в основном определяется давлением в конденсаторе $p_{\text{к}}$ и характеристикой выходного патрубка. Выбранная скорость c_2 однозначно определяет выходную потерю $\Delta H_{\text{в.с}} = c_2^2/2$, существенно отражающуюся на КПД турбины.

Выбор давления в конденсаторе и выходных потерь основывается на технико-экономических расчетах, учитывающих, с одной стороны, экономию теплоты при углублении вакуума и уменьшении скорости c_2, а с другой стороны, удорожание конденсационной установки, системы водоснабжения и самой турбины, которое отвечает более глубокому вакууму.

Расчетное давление в конденсаторе в зависимости от температуры охлаждающей во-

ды выбирается обычно от 3,5 до 5 кПа при речном или прудовом водоснабжении и от 5 до 9 кПа при оборотном водоснабжении с градирнями или брызгальными бассейнами. Выходные потери $\Delta H_{в.с}$ колеблются от 20 до 40 и даже до 50 кДж/кг, чему соответствует выходная скорость от 200 до 315 м/с.

Отметим, что для мощных паровых турбин с предельными по прочности последними лопатками наибольшие выходные потери по числу М при номинальном режиме работы не должны превысить $M_{c2} \leqslant 0{,}8$, т. е. $c_{2a}^{макс} = 300 \div 315$ м/с. Когда эти величины выбраны, мощность определяется кольцевой площадью последней ступени Ω. Желая повысить предельную мощность однопоточной турбины, конструкторы турбин увеличивают площадь Ω. При заданной частоте вращения рост Ω ограничивается в первую очередь прочностью рабочих лопаток. Напряжение (см. § 7.2) у корня лопатки постоянного по высоте профиля равно:

$$\sigma_р = \rho_{мат} \omega^2 l_2 r_{ср},$$

где $\rho_{мат}$ — плотность материала лопатки.

Лопаткам последних ступеней придают форму, приближающуюся почти по всей длине к телу равного сопротивления (растяжения), т. е. уменьшая поперечное сечение от корня $F_к$ к периферии $F_п$. Учесть последнее можно, введя в предыдущую формулу коэффициент разгрузки $k_р$ (см. ниже табл. 7.2).

С учетом разгрузки напряжение равно:

$$\sigma_р = 0{,}5 \rho_{мат} \omega^2 l_2 d_2 k_р = 2\Omega \rho_{мат} \pi n^2 k_р. \qquad (4.8)$$

Наибольшие отношения $F_к/F_п$ достигают 7—10, чему соответствует коэффициент разгрузки $k_р \approx 0{,}4 \div 0{,}35$.

Плотность нержавеющей стали $\rho_{мат} \cong 8{,}0 \times 10^3$ кг/м³. Подставляя эти величины в предыдущую формулу и решая ее относительно осевой площади рабочей лопатки последней ступени, получаем

$$\Omega = \frac{1}{2\pi n^2} \frac{\sigma_р}{\rho_{мат} k_р} = 0{,}48 \cdot 10^{-4} \frac{\sigma_р}{n^2}, \qquad (4.9)$$

где σ — в Па; n — в 1/с; Ω — в м²; $k_р = 0{,}42$;

Принимая для высоколегированной стали верхнюю границу допускаемого напряжения $\sigma_р^{доп} = 450$ МПа, получаем при $n = 50$ 1/с максимально возможную осевую площадь выхода последней ступени $\Omega = 8{,}6$ м².

Если принять отношение диаметра к длине лопатки $d/l = 2{,}6$, то подсчитанная площадь может быть достигнута при диаметре $d_2 = 2{,}7$ м и длине лопатки $l_2 = 1{,}04$ м, т. е. при окружной скорости на концах лопатки 585 м/с. Последняя ступень приблизительно таких размеров выполнена ХТЗ в турбинах К-750-65 и др.

Вернемся к формуле (4.6) для мощности однопоточной турбины. Подставив в нее величину расхода пара $G_к$ из соотношения (4.7), выраженную через напряжения $\sigma_р$ по формуле (4.8), получим

$$P_i^I = 0{,}225 m H_0^т \eta^т_{oi} \frac{\sigma_р}{\rho_{мат} k_р} \frac{\sqrt{\Delta H_{в.с}}}{v_к n^2}; \qquad (4.10)$$

здесь $H_0^т$ и $\Delta H_{в.с}$ — в Дж/кг; $\sigma_р$ — в Па; n — в 1/с; $v_к$ — в м³/кг; $\rho_{мат}$ — в кг/м³.

В качестве примера определим предельные мощности одного потока для нескольких турбин. Предполагая, что во всех установках состояние отработавшего пара определяется давлением $p_к = 4{,}0$ кПа и сухостью $x_к = 0{,}9$, чему соответствует удельный объем пара $v_к = 31{,}3$ м³/кг, и задаваясь потерями с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$, равными 36 и 50 кДж/кг, находим, что в первом случае через ступень с $\Omega = 8{,}6$ м² можно пропустить $G_к = 73{,}7$ кг/с, а во втором $G_к = 86{,}9$ кг/с.

В табл. 4.1 приведены мощности, которые могут быть достигнуты в однопоточной турбине при $n = 50$ 1/с. Как видно из этой таблицы, если допустить значительные потери с выходной скоростью, предельная мощность однопоточной турбины сверхкритического давления составляет 136 МВт. Для турбин насыщенного пара эта мощность меньше — примерно 85 МВт.

Для увеличения предельной мощности однопоточной турбины имеются следующие способы.

Таблица 4.1. **Мощность однопоточной паровой турбины при $p_к = 4{,}0$ кПа и $\Omega = 8{,}6$ м² ($n = 50$ 1/с)**

Наименование	Показатель					
Давление свежего пара, МПа	6,0	6,4	6,5	7,0	13,0	23,5
Температура свежего пара/влажность, °С/%	—/0,5	—/0,5	450/—	315/—	480/—	560/—
Температура промперегрева, °С	250	240	265	250	250	560
Мощность, МВт:						
при $\Delta H_{в.с} = 50$ кДж/кг	100	102	133	106	138	160
при $\Delta H_{в.с} = 36$ кДж/кг	85	87	113	90	117	136

1. Уменьшение частоты вращения n (использование вместо однополюсного четырехполюсного генератора при частоте сети 50 Гц и $n=25$ 1/с). При этом согласно формуле (4.10) мощность P_i^{I} возрастает в 4 раза. Целесообразность уменьшения частоты вращения рассматривается подробно в § 4.2. Кратко укажем, что в настоящее время турбины высоких начальных параметров пара не выполняются тихоходными. Переход на пониженную частоту вращения для таких турбин рассматривается лишь в перспективе при создании агрегатов мощностью больше 2000 МВт.

Турбины насыщенного и слабоперегретого пара для АЭС в настоящее время во многих случаях выполняются тихоходными, начиная с мощности 500—1000 МВт.

2. Увеличение выходной скорости за последней ступенью и связанное с этим ухудшение экономичности турбины за счет повышения потери с выходной скоростью $\Delta H_{\text{в.с}}$. Увеличение $\Delta H_{\text{в.с}}$ в 1,5 раза повышает мощность $P_{\text{э}}^{\text{I}}$ в 1,22 раза, снижая КПД турбины высоких параметров на $\Delta\eta/\eta_{\text{о.э}}=0{,}7\%$, а турбин насыщенного пара — на $\Delta\eta/\eta_{\text{о.э}}=1{,}3\%$. Отметим, что при $\Delta H_{\text{в.с}}\geqslant 70$ кДж/кг скорость c_2 превышает скорость звука и расширение пара происходит частично за пределами рабочей решетки последней ступени, не создавая полезной мощности (см. § 5.4).

3. Повышение конечного давления $p_{\text{к}}$ и, следовательно, уменьшение $v_{\text{к}}$, приводящее к ухудшению экономичности всей установки. Переход, например, от $p_{\text{к}}=4$ кПа к 4,5 кПа при тех же размерах последней ступени повышает мощность турбины $P_{\text{э}}^{\text{I}}$ примерно на 11%, в то же время КПД установки падает для турбин высоких параметров на $\Delta\eta/\eta_{\text{э}}=0{,}5\%$, а для турбин насыщенного пара — на $\Delta\eta/\eta_{\text{э}}=0{,}9\%$.

Как указывалось, выбор $p_{\text{к}}$ определяется для данной электростанции возможностями водоснабжения, климатическими условиями и в конечном счете технико-экономическими расчетами.

4. Улучшение или выбор принципиально другого материала лопаток, когда увеличиваются допускаемые напряжения $\sigma_{\text{раст}}^{\text{доп}}$ или, как, например, для титановых сплавов, повышается удельная прочность материала $\sigma^{\text{доп}}/\rho_{\text{мат}}$ в связи с уменьшением плотности материала до $\rho_{\text{мат}}=4{,}5\cdot 10^3$ кг/м^3. ЛМЗ создана лопатка из титанового сплава длиной 1200 мм (см. рис. 6.2,*г*).

Переход к новым маркам стали позволяет увеличить допускаемые напряжения до $\sigma_{\text{раст}}^{\text{доп}}=520\div 540$ МПа и кольцевую площадь до $\Omega=10\div 12$ м^2.

5. Применение двухъярусной ступени (ступени Баумана), представляющей собой предпоследнюю ступень

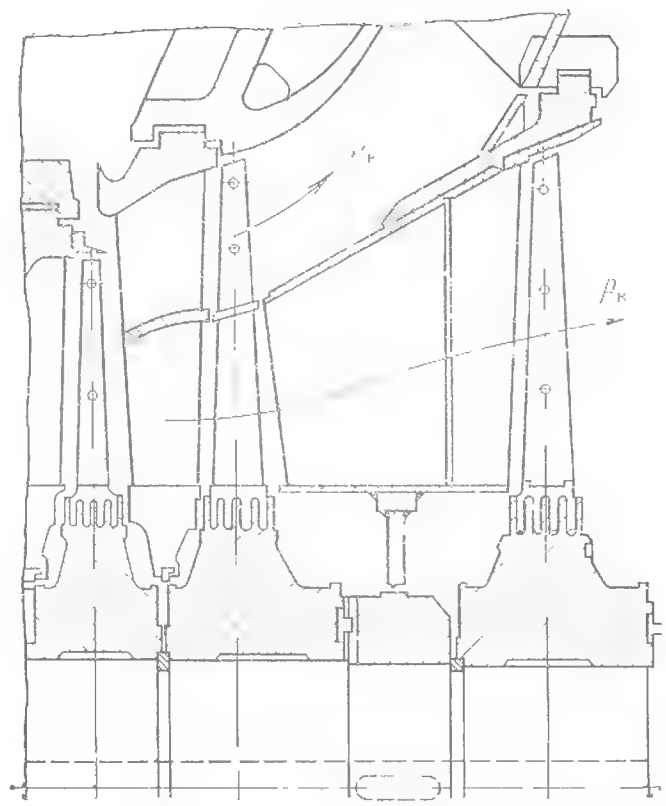


Рис. 4.2. Проточная часть низкого давления с предпоследней двухъярусной ступенью

турбины и имеющей окружные перегородки, разделяющие как сопловую, так и рабочую решетки на два яруса — нижний и верхний; давление пара перед обоими ярусами ступени одинаково. Поток пара, проходящий через нижний ярус, направляется в последнюю ступень, которая от обычных ступеней отличается только крутым наклоном периферийного обвода диафрагмы (рис. 4.2). Поскольку через нижний ярус в последнюю ступень проходит не весь расход $G_{\text{к}}$, а только часть его G_z, то соответственно уменьшаются высота последней лопатки l_z, ее веерность l/d и окружная скорость на периферии $u_{\text{п}}$. Поток $G_{\text{к}}-G_z=G^{\text{в.я}}$ направляется в верхний ярус и из него в конденсатор. Таким образом, $H_0^{\text{в.я}}=H_0^{\text{н.я}}+H_0^z$.

В связи с тем что расход пара через верхний ярус примерно равен половине расхода через последнюю ступень, то такая схема отсека часто называется полуторной.

Преимущество ступени Баумана состоит в том, что при тех же размерах последней ступени можно или существенно увеличить расход пара через часть низкого давления турбины и тем самым примерно в 1,5 раза повысить мощность турбины (при том же числе ЦНД), или при тех же расходах пара уменьшить потери с выходной скоростью (примерно в 2 раза), которые подсчитываются по суммарной осевой площади последней ступени и верхнего яруса:

$$\Delta H_{\text{в.с}}=\frac{G^{\text{в.я}}\Delta H_{\text{в.с}}^{\text{в.я}}+G_z\Delta H_{\text{в.с}}^{z}}{G_{\text{к}}}. \qquad (4.11)$$

При полуторном выходе снижаются потери от влажности в связи с эвакуацией значительной части крупнодисперсной влаги в верхний ярус, влажность перед которым меньше, чем перед последней ступенью, а перепад больше. Опыты, проведенные на турбинах ЛМЗ с полуторным выходом, показали существенно меньшее влияние влажности, чем в турбинах с обычной проточной частью. В то же время в двухъярусной предпоследней ступени удваиваются концевые потери в решетках, появляется протечка между ярусами. Имеются дополнительные по сравнению с обычными ступенями трудности аэродинамического профилирования решеток верхнего яруса из-за больших в нем скоростей потока.

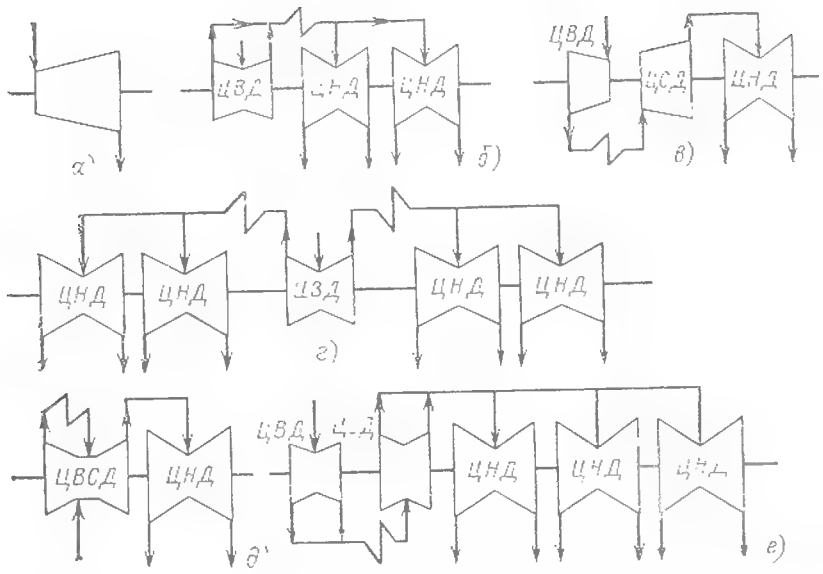


Рис. 4.3. Типичные схемы направления потоков пара в конденсационных турбинах:

а — одноцилиндровая турбина; *б* — турбина с тремя двухпоточными цилиндрами и четырьмя потоками на выходе; *в* — трехцилиндровая турбина с двумя потоками на выходе (например, К-200-130 для энергоблока АЭС с реакторами БН-600); *г* — турбина с пятью двухпоточными цилиндрами и восемью выходами (например, К-500-65/3000, К-750-65/3000, К-1000-60/3000); *д* — турбина с совмещенным цилиндром высокого и среднего давления (ЦВСД) и двухпоточным ЦНД (К-500-60/1500); *е* — турбина с пятью двухпоточными цилиндрами и шестью выходами (К-1000-60/1500-1 для Южноукраинской АЭС)

Кроме того, двухъярусные лопатки требуют более сложной технологии изготовления и для них характерна трудность вибрационной отстройки.

Двухъярусные ступени при полуторном выходе использованы в турбинах К-210-130 ЛМЗ для ТЭС, а также на БелАЭС в блоке с реактором БН-600. Возможны и другие конструкции двухъярусной ступени.

Применение полуторного выхода не позволяет создать однопоточную конденсационную турбину мощностью в несколько сотен тысяч киловатт. Кардинальным способом повышения мощности единичного агрегата является разделение потоков пара, в первую очередь в части низкого давления турбин. В этом случае мощность турбоагрегата равна предельной мощности однопоточной турбины, умноженной на число потоков в цилиндрах низкого давления. Так, при $n=50$ 1/с турбины высоких параметров пара с кольцевой площадью последней ступени $\Omega=8\div9$ м² при глубоком вакууме имеют мощность $P_э=300$ МВт при трех потоках пара, $P_э=500$ МВт при четырех потоках и $P_э=800$ МВт при шести потоках пара. В быстроходных турбинах насыщенного пара при глубоком вакууме и мощности 300 МВт требуется шесть — восемь потоков пара. При лопатке последней ступени длиной 1200 мм и $\Omega=11{,}3$ м² при сверхкритических параметрах пара и мощности $P_э=1200$ МВт создана турбина с шестью потоками пара. С этой же лопаткой на ЛМЗ изготовлена турбина насыщенного пара К-1000-60/3000 мощностью $P_э=1000$ МВт с восемью потоками пара для АЭС. В тихоходных турбинах насыщенного пара ($n=25$ 1/с) при лопатках длиной 1350—1500 мм, шести потоках и глубоком вакууме достигается мощность $P_э=1000\div1300$ МВт.

Очевидно, что многопоточная конструкция требует соответственного увеличения числа цилиндров турбины, которое в отдельных машинах достигает пяти (см. гл. 6). Наиболее распространенные схемы потоков пара в многоцилиндровых турбинах показаны на рис. 4.3.

4.2. ВЫБОР ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

При расчете и проектировании нового турбоагрегата ряд исходных величин должен быть задан, другие величины приходится принимать по оценке, используя опыт ранее построенных турбин, которые хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации, достаточно технологичны и удовлетворяют требованиям надежности и экономичности. В ответственных случаях разрабатывается параллельно несколько вариантов и выбирается наиболее целесообразный. Если разработанные варианты отличаются начальной стоимостью и экономичностью, то предпочтение отдается тому, который обеспечивает минимум затрат на выработку электроэнергии.

В качестве заданных величин обычно принимают параметры свежего пара, расчетное давление отработавшего пара или температуру охлаждающей воды $t_{ох.в}$ и ее расход $W_{ох.в}$ (в случае промежуточного перегрева — температуру пара после промежуточного перегревателя), температуру подогрева питательной воды, номинальную мощность турбины.

Тепловая схема установки выбирается на основании имеющегося опыта и оценки экономического эффекта применяемых решений, в частности выбираются давление в системе промежуточного перегрева, способ деаэрации питательной воды и давление в деаэраторе, число ступеней регенеративного подогрева питательной воды и т. п. В установках большой мощности и высокого давления питательные насосы часто выполняются с турбинным приводом, причем поток пара приводящей турбины включается в основную тепловую схему (см. рис. П.4).

В турбинах насыщенного и слабоперегретого пара, применяемых на АЭС, выбирается схема сепарации и промежуточного перегрева и температура пара после него. Важным является выбор разделительного давления, при котором осуществляются сепарация и перегрев. Все эти вопросы решаются на основе технико-экономических расчетов.

При проектировании АЭС обычно задается не мощность турбоагрегата, а тепловая мощность реактора и, следовательно, расход свежего пара на турбоустановку — турбину и

промперегреватель (если в последнем греющим является свежий пар). В этом случае, приняв по оценке КПД всего энергоблока, по формулам (1.32а) находят мощность $P_э$.

В качестве номинальной мощности согласно [40, 41] понимается та наибольшая мощность $P_э^{ном}$, которую турбина должна длительно развивать при всех номинальных параметрах. Поскольку во время эксплуатации турбина работает с переменной нагрузкой, может оказаться целесообразным проектировать ее так, чтобы наибольшая экономичность достигалась при нагрузке, наиболее характерной для условий эксплуатации.

Частоту вращения турбины в большинстве случаев следует рассматривать как заданную величину. Для получения переменного тока с частотой 50 Гц ротор двухполюсного генератора должен вращаться с частотой $n=50$ 1/с (в США, большинстве стран американского континента и некоторых странах Восточной Азии применяется электрический ток с частотой 60 Гц, что приводит к необходимой частоте вращения ротора двухполюсного генератора $n=60$ 1/с). Наиболее удобно выбирать для ротора турбины такую же частоту вращения, что позволяет соединять непосредственно роторы турбины и генератора.

В СССР все турбины ТЭС и все турбины высоких параметров пара, используемые на некоторых типах АЭС, строятся на $n=50$ 1/с. В то же время мощные (более 500—1000 МВт) турбины насыщенного пара для АЭС выполняются как на $n=50$ 1/с — быстроходными, так и на $n=25$ 1/с — тихоходными — для привода четырехполюсного генератора.

В энергетике мира паровые турбины активного и реактивного типов получили равное распространение. Они имеют примерно равную экономичность и стоимость. Однако конструкция и технология изготовления каждого из этих типов турбин имеют свои особенности. В реактивной турбине число ступеней намного больше, чем в активной. Барабанная конструкция ротора высокого давления реактивной турбины значительно отличается от дисковой конструкции ротора активной турбины. В соответствии с типом турбины, который получил распространение на том или ином заводе, применяются специализированное оборудование, технологическая оснастка и приспособления. Поэтому каждый завод придерживается той или иной конструкции. Заводы СССР выпускают паровые и газовые турбины активного типа.

Определяющей величиной, от которой в основном зависят размеры лопаток и конструкция турбины, является объемный пропуск пара Gv. В конденсационных турбинах от первой до последней ступени он изменяется в широких пределах из-за интенсивного роста удельного объема пара при его расширении.

Если взять начальные параметры $p_0=23{,}5$ МПа, $t_0=540$ °С, $v_0=0{,}0134$ м³/кг, то при давлении $p_к=3{,}5$ кПа на выходе из турбины объем пара увеличивается в 2700 раз. В турбинах насыщенного пара при $p_0=6{,}5$ МПа и том же конечном давлении удельный объем пара увеличивается по мере расширения в проточной части в 1250 раз. Отборы пара из проточной части турбины на регенеративный подогрев питательной воды приводят к ступенчатому сокращению массового расхода пара G по мере его расширения. Суммарный отбор пара на регенерацию обычно составляет 35—45%. Так как абсолютное значение объемных пропусков пара зависит от их массовых расходов, то для предварительной оценки конструкции турбины (числа цилиндров, потоков в них, ряда размеров и т. д.) необходимо приближенно найти расход пара G через отсеки турбины. Задавшись КПД отдельных отсеков турбины, наносят процесс в h, s-диаграмме и производят расчет тепловой схемы, определяя относительные количества отбираемого пара на регенерацию. Далее подсчитывают приведенный использованный теплоперепад $\bar{H}_i$ и по формуле (4.5) находят полный расход пара $G=P_э/\bar{H}_i\eta_м\eta_{эг}$.

Рассмотрим основные особенности турбин АЭС, на входе в которые пар насыщенный или слабоперегретый. Эти особенности обусловлены следующими причинами.

1. Малым располагаемым теплоперепадом $H_0^т$, который составляет менее 60% располагаемого теплоперепада турбины на сверхкритические параметры пара ($p_0=23{,}5$ МПа, $t_0=t_{пп}=540$ °С). Вследствие этого в турбинах насыщенного пара расширение пара происходит в относительно небольшом числе последовательно расположенных ступеней, которые устанавливаются только в ЦВД и ЦНД и лишь в отдельных случаях (см. рис. 4.3) и в ЦСД. При этом в ЦНД вырабатывается примерно 50—60% мощности и влияние ЦНД на экономичность турбины оказывается более существенным.

2. Большими объемными пропусками пара, превышающими Gv в турбинах высоких параметров такой же мощности (из-за пониженных начальных параметров, меньшего $H_0^т$ и худшего КПД) в 4—6 раз на входе и примерно в 2 раза на выходе. В связи с этим начиная с мощности агрегата 500—800 МВт, с первой ступени производится разделение потока пара, и, таким образом, все цилиндры турбины, как правило, выполняются двухпоточными (см. рис. 6.11, 6.16, 6.20—6.23). Это, естественно, увеличивает общее число ступеней и осевые габариты цилиндров.

Большие высоты лопаток в первых ступенях требуют закрутки лопаток. Значительные изгибающие напряжения в лопатках регулирующей ступени (см. § 7.2 и 7.3) затрудняют применение парциального подвода пара и, следовательно, соплового парораспределения. Уменьшение изгибающих напряжений в лопатках регулирующей ступени может быть достигнуто разделением потоков в ЦВД и переходом на пониженную частоту вращения.

3. Работой всех или большинства ступеней влажным паром, что требует для повышения КПД турбины и всей установки уменьшения влажности пара, как диаграммной, так и фактической.

Ступени конденсационных турбин можно разделить на следующие четыре группы:

а) регулирующая ступень, применяемая в турбинах с сопловым парораспределением;

б) ступени, работающие при малых объемных расходах пара (в области высоких давлений);

в) промежуточные ступени, в которых объемы пара достаточно велики;

г) ступени низкого давления, работающие под вакуумом, где объемы пара достигают большой величины.

В случае дроссельного парораспределения регулирующая ступень отсутствует. Что касается остальных групп, то приведенная разбивка является довольно условной. В мощных турбинах АЭС, как правило, группа «б» отсутствует.

В турбинах АЭС с реакторами на тепловых нейтронах чаще всего применяется дроссельное парораспределение. В турбинах насыщенного пара из-за больших объемных расходов речь идет о двух группах ступеней — ступенях среднего давления, работающих влажным паром, и ступенях низкого давления, обычно не отличающихся от ступеней ЦНД турбин ТЭС.

Если турбина имеет сопловое парораспределение, то в ее регулирующей ступени перерабатывается большой теплоперепад — 80—120 кДж/кг. Следует учесть, что КПД регулирующей ступени ниже, чем у последующих ступеней, что связано с невозможностью использования выходной энергии пара, парциальным подводом, а в случае практически сухого насыщенного пара на входе — с весьма большими потерями из-за неравновесного характера процесса, особенно при больших скоростях потока (см. § 3.5 и 3.7).

Размеры первой ступени находятся следующим образом. Воспользовавшись формулами (3.31) и (3.33) и заменив в них абсолютную скорость пара

$$c_{1t} = \sqrt{1-\rho}\,\frac{u}{u/c_ф},$$

найдем высоту сопловой лопатки:

$$l_1 = \frac{G v_{1t} u/c_ф}{\mu_1 \pi d \sin\alpha_{1э} u \sqrt{1-\rho}}. \qquad (4.12)$$

Приняв согласно (3.27) $(u/c_ф)_{опт}$, а также $\alpha_1 = \alpha_{1э}$, $\varphi/\mu_1 \approx 1$, $v_{2t}/v_{1t} \approx 1$ и выразив окружную скорость u через диаметр и частоту вращения, получим формулу

$$l_1 = \frac{G v_{2t}}{20 n l^2 \operatorname{tg}\alpha_{1э}(1-\rho)}. \qquad (4.13)$$

При двухпоточном ЦВД расход G равен половинному расходу пара, поступающего в турбину. Углы $\alpha_{1э}$ обычно принимаются равными от 11 до 14° для ступеней активного и от 14 до 25° для ступеней реактивного типа. Кроме того, следует ограничивать диаметр ступеней d, если объемный расход не позволяет иметь достаточную высоту лопаток. Однако уменьшение d связано с соответствующим сокращением перерабатываемого теплоперепада ступени, что приводит к увеличению числа ступеней и удлинению ротора.

Определение основных размеров последней ступени (диаметра и высоты рабочей решетки) производится по осредненным параметрам пара. Как указывалось, такое решение не является точным и должно рассматриваться как первое приближение, которое принимается за основу при оценке числа ступеней турбины и для последующего детального расчета и профилирования ступени.

Обычно предполагают, что кинетическая энергия, с которой пар покидает последнюю ступень, теряется, и считают, что потери с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$ не возмещаются для всей турбины. Поэтому следует стремиться ограничивать эти потери. В то же время для уменьшения $\Delta H_{в.с}$ необходимо увеличивать размеры последней ступени, что всегда приводит к повышению стоимости турбины. Особенно заметное удорожание будет в том случае, когда для сокращения выходных потерь увеличивают число потоков в части низкого давления и соответственно число цилиндров турбины.

Отыскание оптимальной суммарной кольцевой площади последних ступеней является технико-экономической задачей, при решении которой, с одной стороны, определяется повышение стоимости турбины по мере увеличения сечения выхода (числа потоков, размеров последней лопатки), а с другой — экономия, связанная с сокращением расхода теплоты из-за повышения КПД турбины. При этом следует также иметь в виду, что турбина с уменьшенными расчетными выходными потерями в зимнее время за счет углубления вакуума способна развивать бо́льшую дополнительную мощность, чем турбина, у которой

допущены повышенные выходные потери при расчетном режиме (см. § 5.4). В некоторых случаях эту дополнительную мощность можно рассматривать как добавочную мощность электростанции. Кроме того, при заданной тепловой мощности реактора снижение КПД означает соответствующее уменьшение мощности энергоблока и, следовательно, необходимость в строительстве новых АЭС.

Для определения размеров последней ступени задаются КПД процесса расширения пара или оценивают его по обобщенным данным (см. § 4.4). По давлению за последней ступенью p_{2z}, обычно в первом приближении равному $p_к$, в конце процесса находят удельный объем пара v_{2z}. Задавшись потерями с выходной скоростью $\Delta H_{в.с}$, находят $c_2=\sqrt{2\Delta H_{в.с}}$ и по уравнению неразрывности (4.7) определяют $\Omega=\pi d_2 l_2$.

Задавшись отношением $\theta=d_2/l_2$, определяют средний диаметр ступени

$$d_2=\sqrt{\Omega\theta/\pi} \qquad (4.14)$$

и высоту рабочей лопатки последней ступени $l_2=d_2/\theta$.

Желательно, чтобы $\theta>3$; в ступенях с предельными напряжениями в лопатке $2{,}7<\theta<3$, и только в самых крайних случаях следует принимать $\theta=2{,}4\div2{,}7$.

Для турбин высоких начальных параметров пара уменьшение частоты вращения до $n=25$ 1/с (при частоте сети 50 Гц) приведет согласно формуле (4.13) к малым высотам лопаток первых ступеней и значительному уменьшению КПД вследствие повышенных концевых потерь при обтекании решеток. В турбинах насыщенного пара из-за большего значения G_0v_0 это изменение КПД незаметно, а согласно формулам (4.9) и (4.10) при переходе от $n=50$ к 25 1/с можно в 1,5—2 раза сократить число потоков пара, направляемых в конденсатор, и тем самым сократить число цилиндров низкого давления. Последнее упрощает конструкцию турбины, позволяет (особенно при глубоком вакууме) достигнуть больших мощностей одного агрегата, несколько поднять его КПД. Однако тихоходные турбины из-за существенного (в 1,5—2 раза) увеличения диаметра требуют большего расхода материала — дорогой и дефицитной, часто высоколегированной стали, повышенной трудоемкости изготовления. Принципиально выбор n должен производиться на основании технико-экономических расчетов. При этом приходится учитывать технологические возможности завода-изготовителя и достигнутые предельные размеры последних ступеней быстроходных турбин.

Прежде чем переходить к детальному расчету отдельных ступеней, следует определить число ступеней и произвести рациональное распределение теплоперепадов между ними.

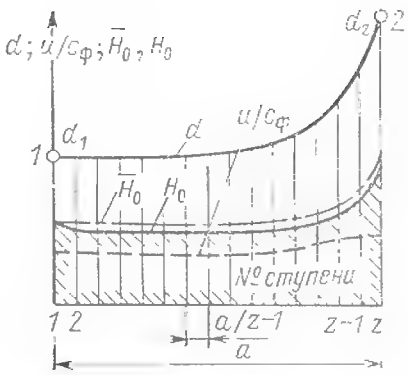


Рис. 4.4. Вспомогательная диаграмма для определения числа ступеней (пример одноцилиндровой конденсационной турбины)

В случае двух- или многоцилиндровой конструкции диаметры ступеней в каждом цилиндре могут быть выбраны независимо друг от друга, однако в пределах каждого цилиндра следует заботиться о соблюдении плавности проточной части.

Для того чтобы найти число ступеней и распределить общий теплоперепад между ступенями, следует построить диаграмму, показанную на рис. 4.4. На оси абсцисс взят произвольный отрезок a, и на крайних ординатах отложены средние диаметры первой и последней ступеней d_1 и d_z. Точки *1* и *2* соединяются плавной линией, соответствующей характеру изменения меридиональных обводов проточной части турбины и в какой-то степени следующей изменению удельного объема v. На той же базе проводят линию $u/c_ф$. В турбинах перегретого пара от ступени к ступени уменьшаются дополнительные потери и вследствие этого несколько возрастает оптимальное отношение скоростей. Кроме того, от ступени к ступени растет высота лопаток l, а значит, увеличивается веерность l/d и тем самым повышается расчетная реактивность на среднем диаметре $\rho_{ср}$ при неизменной корневой степени реактивности (см. § 3.4):

$$\rho_{ср}=1-(1-\rho_к)(1-l/d)^{1,8}. \qquad (4.15)$$

Оба эти фактора — уменьшение дополнительных потерь и увеличение степени реактивности, — ведут к повышению оптимального отношения скорости $(u/c_ф)_{опт}$. Таким образом, от ступени к ступени оптимальное отношение скоростей растет.

В турбинах, работающих влажным паром, наоборот, от ступени к ступени (за исключением первой ступени ЦВД) растут потери от влажности и отношение $(u/c_ф)_{опт}$ может по потоку пара как увеличиваться, так и уменьшаться. В последней ступени ЦНД выбор $u/c_ф$ определяется требованиями работы при переменных режимах и организации отбора пара для регенеративного подогрева воды.

Располагаемый теплоперепад ступени может быть найден следующим образом:

$$H_0 = \overline{H}_0 - c_0^2/2,$$

где $\overline{H}_0$ принимается от параметров торможения перед ступенью.

Если принять, что в j-й ступени $(c_0)_j^2 = (\chi_0)_j (c_2)_{j-1}^2$, где коэффициент использования выходной энергии $(\chi_0)_j = (\chi_{в.с})_{j-1}$ и $0 \leqslant \chi_0 \leqslant 1$, то

$$(H_0)_j = \frac{c_ф^2}{2}\left[1 - \chi_0 \frac{(c_2)_{j-1}^2}{(c_ф)_j^2}\right]. \qquad (4.16)$$

При небольшом изменении теплоперепадов соседних ступеней $(c_2)_{j-1} \approx (c_2)_j$. Кроме того, приближенно $(c_2/c_ф)^2 = (1-\rho)\sin^2\alpha_1$. Тогда

$$(H_0)_j = \frac{c_ф^2}{2}[1 - \chi_0(1-\rho_0)\sin^2\alpha_1] = k_0 \frac{c_ф^2}{2}. \qquad (4.17)$$

Заменяя $c_ф = u/(u/c_ф)$, получаем, кДж/кг,

$$H_0 = 12{,}3 k_0 \frac{d^2}{(u/c_ф)^2}\left(\frac{n}{50}\right)^2. \qquad (4.18)$$

Для первой ступени отсека $\chi_0 = 0$ и $k_0 = 1$, для промежуточных ступеней $k_0 = 0{,}92 \div 0{,}96$; d — в м; n — в 1/с.

Подсчитав располагаемые теплоперепады для нескольких промежуточных точек, можно нанести кривую H_0 на диаграмме рис. 4.4.

Далее по этой кривой, разделив базу a на m равных частей, находят средний располагаемый теплоперепад $(H_0)_{ср}$:

$$(H_0)_{ср} = \frac{1}{m}\left[0{,}5(H_0)_1 + \sum_{i=2}^{m-1} H_{0i} + 0{,}5(H_0)_z\right], \qquad (4.19)$$

после чего можно определить число ступеней:

$$z = \frac{H_0^т(1 + q_{в.т})}{(H_0)_{ср}}, \qquad (4.20)$$

где $H^т_0$ — располагаемый теплоперепад, найденный от состояния пара в камере регулирующей ступени или перед первой ступенью (если нет регулирующей ступени) до давления в выходном патрубке; $q_{в.т}$ — коэффициент возврата теплоты.

Результат подсчета числа нерегулируемых ступеней округляется до целого (обычно меньшего) числа z. Разделив отрезок a (рис. 4.4) на $z-1$ частей, находят теплоперепады для каждой ступени непосредственно из диаграммы.

Предварительное распределение теплоперепадов, основанное на оценке характера проточной части, позволяет уверенно производить последующий детальный расчет ступеней и не опасаться, что этот расчет может привести к конструктивно невыполняемому числу ступеней или к нецелесообразным их размерам. Следует заметить, что при конструктивном выполнении турбины характер ее проточной части лишь приближенно соответствует диаграмме рис. 4.4.

На рис. 4.5 показано изменение по потоку пара основных характеристик ступеней различных турбин. Рисунок 4.5,*а* относится к турбине насыщенного пара К-1000-60 на $n = 25$ 1/с с промперегревом: турбина спроектирована из четырех двухпоточных цилиндров — ЦВД и трех ЦНД. В связи с низкими начальными параметрами пара и разделением после ЦВД на шесть потоков, несмотря на глубокий вакуум, объемный пропуск пара за последней ступенью ЦНД больше, чем перед первой ступенью турбины, всего в 65 раз. Средний диаметр ступеней увеличивается немногим более чем в 2 раза.

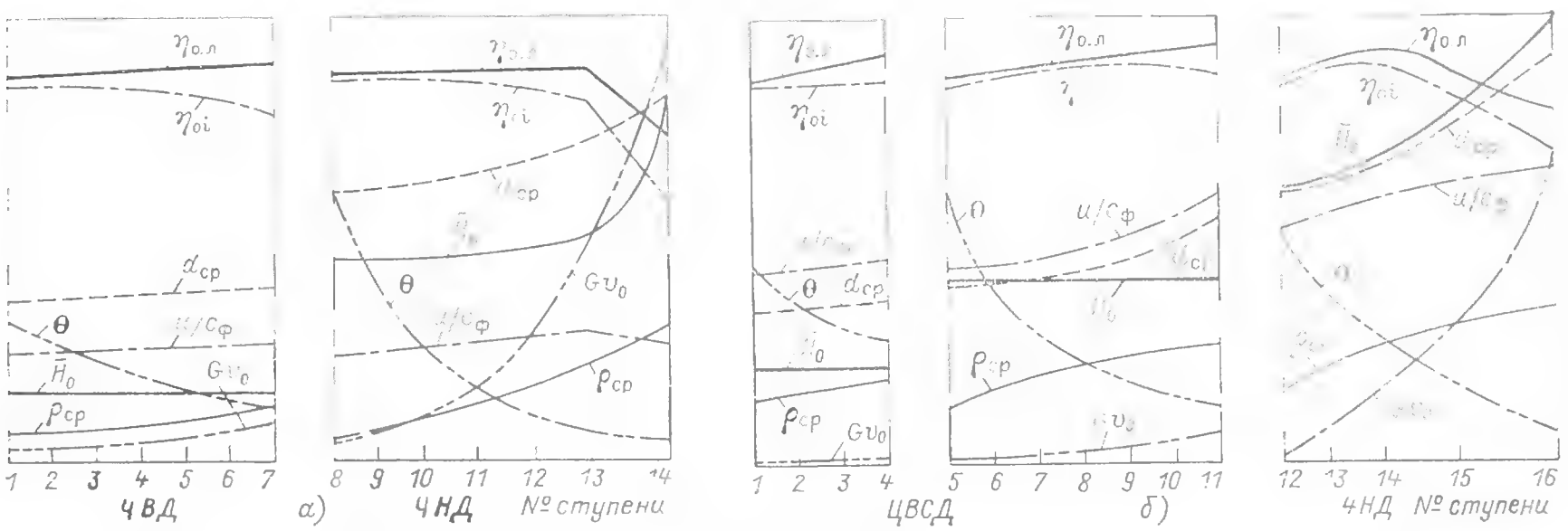


Рис. 4.5. Основные характеристики ступеней турбин АЭС:
а — турбина насыщенного пара на $n = 25$ 1/с при $p_0 = 6$ МПа, $t_{пп} = 260$ °С, $p_{разд} = 1{,}2$ МПа, $p_к = 4$ кПа, $P_э = 1000$ МВт (двухпоточный ЦВД и три двухпоточных ЦНД); *б* — турбина перегретого пара на $n = 50$ 1/с при $p_0 = 13$ МПа, t_0 480 °С, $t_{пп} = 250$ °С, $p_{разд} = 0{,}4$ МПа, $p_к = 4$ кПа, $P_э = 800$ МВт (один ЦВСД и три двухпоточных ЦНД)

Изменение всерности l/d и вследствие этого изменение реактивности ступеней на среднем диаметре $\rho_{ср}$ хорошо видны из кривых на рис. 4.5. В связи с этим принято увеличение отношения скоростей $u/c_ф$ в ЦВД. В последних ступенях ЦНД отношение скоростей выбрано относительно небольшим для увеличения теплоперепадов и сокращения тем самым числа ступеней в ЦНД. Разница в КПД $\eta_{o.л}^{п,п} - \eta_{oi}$ определяется главным образом потерями от влажности, а также учитывает потери от утечек и трения диска.

Аналогичные графики построены на рис. 4.5,*б* для турбины К-800-130, устанавливаемой на АЭС с реакторами на быстрых нейтронах, а также на рис. 4.17 для рассчитанного в § 4.5 примера — турбины К-1000-60/3000.

4.3. ВЛИЯНИЕ ВЛАЖНОСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРУППЫ ТУРБИННЫХ СТУПЕНЕЙ

Влияние влажности на характеристики турбинных решеток и ступеней рассмотрено в гл. 2 и в § 3.5—3.7. Показано, что даже при упрощенных расчетах требуется достаточно полная информация о физических и геометрических параметрах ступени. Гораздо сложнее учитывать влияние влажности для группы ступеней. Это объясняется тем, что группа ступеней по сравнению с одиночной ступенью имеет многократно большее число режимных и геометрических параметров, определяющих влияние влажности на характеристики группы ступеней, в первую очередь на КПД, а также на эрозионную надежность ее элементов. Кроме того, детальных опытов с группами ступеней, работающих на влажном паре, пока относительно мало.

Чаще всего результаты исследования группы ступеней обрабатываются в форме зависимости $\eta_{oi}^{вл} = \eta_{oi}^{п.п} f(y_{ср})$. В случае если процесс расширения начинается в области перегретого пара, под средней влажностью $y_{ср}$ понимается $y_{ср} = 0{,}5 y_z H^{вл}{}_0/H_0$, где $H^{вл}{}_0/H_0$ — доля теплоперепада, приходящаяся на область влажного пара (рис. 4.1).

На рис. 4.6 представлены опытные зависимости $\eta_{oi}^{вл}/\eta_{oi}^{п.п} = f(y_{ср})$, полученные в совершенно разных условиях, для различных типов проточных частей, различных их режимов работы, видимо, при различной методике измерений и обработки результатов эксперимента.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие основные выводы.

1. Экономичность группы ступеней снижается при работе на влажном паре. Чем больше средняя влажность, тем ниже КПД.

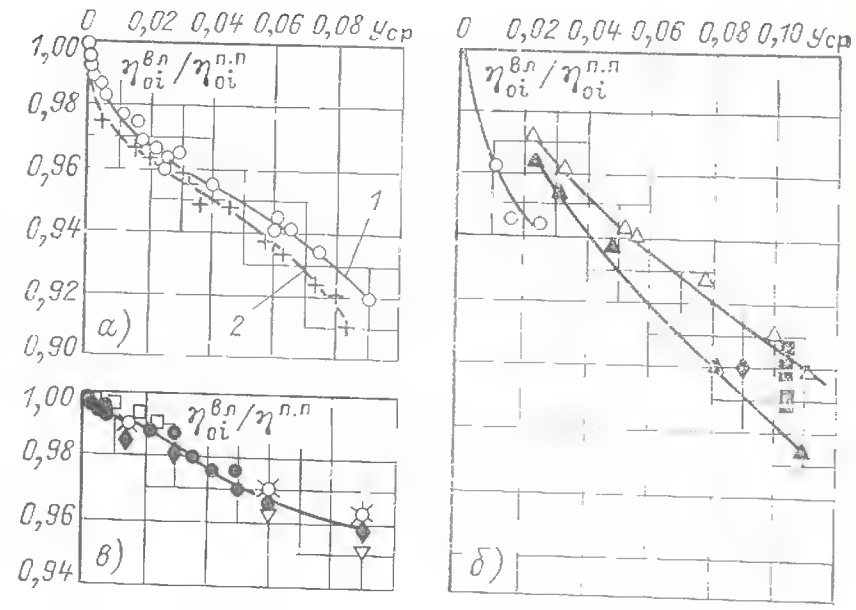


Рис. 4.6. Влияние влажности на экономичность групп (отсеков) турбинных ступеней:

а — по испытаниям натурных цилиндров активного типа турбин ДЭ (*1* — ЦНД; *2* — ЦВД); *б* — по модельным испытаниям облопачивания турбин реактивного типа; *в* — по испытаниям облопачивания турбин активного типа заводов СССР

2. Даже когда средняя влажность составляет $y_{ср} = 0{,}005 \div 0{,}02$, т. е. когда из всех ступеней группы практически только одна последняя работает влажным паром, снижение КПД настолько ощутимо, что могло быть измерено на натурном стенде или в экспериментальной турбине.

3. Отнесенное к средней влажности снижение КПД $f(y_{ср})/y_{ср}$, т. е. коэффициент a в формуле (3.83), оказывается наибольшим именно при незначительной величине $y_{ср}$, т. е. когда потери от влажности относятся к одной ступени. Это подтверждает рассмотренное выше сильное влияние на КПД потерь от неравновесности, относительно более сильное, чем влияние потерь от разгона, торможения и т. п., определяемых в случае работы ступени паром с влагой, образовавшейся в предыдущих ступенях.

4. С увеличением числа ступеней, работающих влажным паром, относительное снижение КПД группы ступеней возрастает, так как при работе на влажном паре доля крупнодисперсной влаги λ от ступени к ступени возрастает и тем самым увеличиваются потери от влажности.

5. Опыты не показали четкой зависимости относительных потерь $f(y_{ср})$ от абсолютного давления, номинальной частоты вращения, конфигурации и размеров проточной части. Однако два фактора являются очевидными: ступени с рабочими лопатками без бандажа хотя и имеют пониженный КПД, но они менее чувствительны к влиянию влажности; аэродинамически более совершенные проточные части также в меньшей степени подвержены влиянию влажности.

При моделировании проточной части, например при пропорциональном уменьшении всех размеров и сохранении параметров пара и его скоростей, потери от неравновесности возрастают, так как увеличивается (по модулю) градиент $\dot{p}$ [см. формулу (2.34)]; увеличиваются и потери от влажности в других ступенях вследствие меньших коэффициентов скольжения ν в зазорах и каналах, относительно большей толщины жидких пленок и др. В связи с этим можно предполагать, что в тихоходных турбинах потери от влажности должны быть меньшими, чем в быстроходных. Прямого подтверждения этому, однако, нет: велики трудности проведения корректного эксперимента.

Для поступенчатого расчета проточной части, работающей влажным паром, следует использовать формулы и графики в гл. 3. Экономичность ступени, процесс расширения в которой пересекает линию насыщения или начинается в области влажного пара при мелкодисперсной влаге, образованной до проточной части, например в первой ступени ЦВД турбин насыщенного пара, рассчитывается по формуле (3.85). По-иному выполняется расчет последующих ступеней, т. е. ступеней, на входе в которые влага образовалась в предшествующей ступени или группе ступеней. В этом случае одним из определяющих параметров является доля крупнодисперсной влаги λ. от нее, как показано на рис. 3.21, существенно зависит коэффициент k_1 в формуле (3.84), т. е. потери от влажности.

Понятие крупнодисперсной влаги является, очевидно, условным. К ней мы будем относить влагу, диаметр капелек которой превышает диаметр частиц $d_{кр}$, движущихся в ускоряющемся потоке со скольжением $\nu = c'/c'' \leqslant 0{,}8$. В общем случае $d_{кр}$ зависит от абсолютного давления пара p (его плотности), от градиента давления $\dot{p}$ [см. формулу (2.34)], от отношения давлений ε. В частности, по исследованиям течения в суживающемся сопле при $\varepsilon = 0{,}65$ и $\dot{p} = 2{,}5 \cdot 10^3$ 1/с при $p_0 = 1$ МПа под крупнодисперсной влагой понимается влага с диаметром капелек $d_{кр} > 10$ мкм. При тех же условиях, но при сниженном в десять раз давлении, т. е. при $p_0 = 0{,}1$ МПа, такой предельной величиной является $d_{кр} > 3$ мкм. Указанная выше предельная величина скольжения $\nu = 0{,}8$ принята из условий, как показали исследования, возможного оседания такого размера капель на поверхностях проточной части турбин и образования пленок, наибольшего воздействия на характеристики проточной части, в первую очередь на ее КПД, а также на эрозию лопаток (см. § 7.4). Для определения доли крупнодисперсной влаги λ, необходимой для расчета проточной части по ступеням, рекомендуется приближенная формула

$$\lambda = 0{,}07\, z_{вл}\, k_{аэр} (0{,}5 - 0{,}094 \ln p). \qquad (4.21)$$

Здесь $z_{вл}$ — номер ступени, начиная с той, где образовалась влага (например, в ЦВД турбин насыщенного пара — это просто номер ступени, а в ЦНД, где влага образовалась в ступени № 3, для ступени № 5 $z_{вл} = 3$); p — давление пара перед ступенью, МПа; $k_{аэр}$ — коэффициент, характеризующий аэродинамическое совершенство проточной части: для реактивного облопачивания ЦВД с лопатками без бандажа $k_{аэр} = 0{,}85$, для ЦВД с лопатками с бандажом и для ЦНД с плавными меридиональными обводами $k_{аэр} = 1{,}0$, для ЦНД со ступенчатым очертанием проточной части $k_{аэр} = 1{,}15$; при проволочных связях в предшествующих ступенях $k_{аэр}$ увеличится в 1,1 раза. Также в 1,1 раза возрастает $k_{аэр}$ для нерегулируемых ступеней ЦВД в случае соплового парораспределения, так как парциальный подвод в регулирующей ступени ведет к дополнительному образованию крупной влаги.

Подчеркнем, что зависимость (4.21) является сугубо приближенной, так как на λ оказывают влияние многие другие неучитываемые в данной методике физические и геометрические параметры проточной части. Учет их требует накопления большого числа экспериментальных данных и гораздо более сложной методики расчета.

Заметное влияние на потери от влажности в проточной части оказывает эффективность сепарации влаги. Как упоминалось, эффективность периферийного влагоудаления существенно повышается при использовании для этого регенеративных отборов пара. Так, по испытаниям ЦВД натурной турбины ХТЗ К-70-29 фактическая экономичность проточной части была наивысшей при включенной системе регенерации.

На рис. 3.23 было показано, что в одиночной ступени влажность пара увеличивается от корня к периферии. Однако в случае нескольких ступеней картина распределения влаги будет иной. Дело в том, что КПД в каждой ступени меняется по радиусу вследствие разных по радиусу степеней реактив-

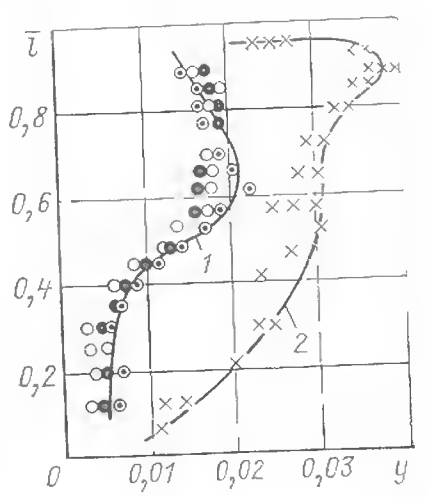


Рис. 4.7. Распределение влажности по высоте на входе в последнюю ступень ЦНД:
1 — по опытам фирмы «Вестингауз»; 2 — по опытам фирмы ЛЕИ

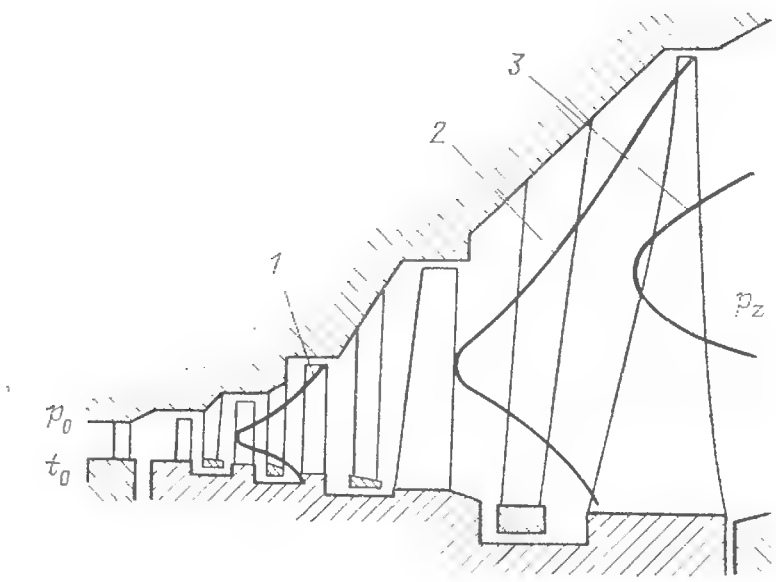


Рис. 4.8. Расчетное определение места возникновения влаги (x_0=0,98) в ЦНД при разных температурах пара на входе в ЦНД:
1 — t_0=167 °С; 2 — t_0=273 °С; 3 — t_0=402 °С; p_0=0,45 МПа. p_z=4 кПа

ности, разных треугольников скоростей, но, главное, из-за разных потерь при обтекании решеток (наибольшие потери отвечают концевым зонам — корневой и периферийной, а наименьшие — средней зоне). При этом оказывается, что на выходе из первой ступени группы у концов лопаток из-за пониженного КПД температура (если пар перегретый) выше, чем в средней по высоте области (если пар влажный, то у концов лопаток выше степень сухости). В результате обнаруживается, что в последних ступенях группы наивысшая влажность отвечает в зависимости от конкретных режимных и геометрических параметров группы ступеней зоне высоты лопатки l=0,6÷0,9 (рис. 4.7). В связи с этим в ЦНД паровой турбины, на входе в который пар перегретый, конденсация в средней по высоте части лопаток начинается раньше, чем в краевых зонах (рис. 4.8).

4.4. ОЦЕНКА КПД ТУРБИНЫ И ОСЕВЫЕ УСИЛИЯ

Экономичность турбины

Для определения расхода пара через турбину или ее отсек, для нахождения характеристик внешнего сепаратора и всего СПП, для расчета всей тепловой схемы и тем самым определения параметров в местах отборов пара в подогреватели, деаэратор, на турбопривод следует построить процесс расширения пара в цилиндрах турбины. Кроме того, необходимо знать потери давления во всех трактах, потери механические и в электрическом генераторе.

Ниже представлены сведения для предварительного определения экономичности отдельных элементов турбины, главным образом для турбин насыщенного или слабоперегретого пара.

Следует оговорить, что при одних и тех же параметрах и расходах пара турбина и ее отсеки могут быть выполнены разной экономичности, а КПД турбины может быть уточнен только при проектировании, учитывающем особенности конструкции, аэродинамическое совершенство проточной части, технологию изготовления и т. д.

Процесс расширения пара от состояния перед клапанами турбины до давления в конденсаторе рассматривается по частям: определяются снижение давления в клапанах, экономичность регулирующей ступени (если парораспределение сопловое) и других отсеков турбины, потери с выходной скоростью последней ступени и при протекании пара в выходном патрубке, снижение давления в сепараторе, промежуточном перегревателе и ресиверах.

Регулирующая ступень, устанавливаемая в турбинах с сопловым парораспределением (см. § 5.3), в подавляющем большинстве выполняется одновенечной. Двухвенечные ступени из-за пониженной экономичности применяются лишь в турбинах небольшой мощности, в транспортных турбинах.

Для одновенечной регулирующей ступени η_{oi} оценивается по формуле

$$\eta_{oi}^{\text{р.ст}} = \left[0{,}830 - \frac{0{,}15}{G_0 v_0 (n/50)^2}\right] k_{\text{вл}}^{\text{р.ст}}. \quad (4.22)$$

Здесь $k_{\text{вл}}^{\text{р.ст}}=1$ в случае, когда процесс расширения пара в ступени заканчивается выше линии насыщения; в ином случае

$$k_{\text{вл}}^{\text{р.ст}} = 1 - \xi_{\text{н}} \frac{(H_0^{\text{вл}})^{\text{р.ст}}}{H_0^{\text{р.ст}}},$$

где $(H_0^{\text{вл}})^{\text{р.ст}}/H_0^{\text{р.ст}}$ — доля располагаемого теплоперепада ступени ниже линии насыщения, а $H^{\text{р.ст}}{}_0$ — весь располагаемый теплоперепад ступени; $\xi_{\text{н}}$ — потери от неравновесности согласно формуле (2.42).

Для отсека ступеней ЦВД при дроссельном парораспределении, в случае соплового — для нерегулируемых ступеней, а также для группы ступеней среднего давления КПД равен:

$$\eta_{oi}^{\text{гр}} = \left[0{,}920 - \frac{0{,}2}{G_{\text{ср}} v_{\text{ср}} (n/50)^2}\right] \times$$
$$\times \left(1 + \frac{H_0^{\text{гр}} - 7\cdot 10^3}{2\cdot 10^4}\right) k_{\text{вл}}. \quad (4.23)$$

Влияние Gv на КПД ступени или проточной части определяется тем, что с увеличе-

нием объемного расхода пара соответственно возрастают высоты лопаток и, следовательно, уменьшаются концевые потери в решетках. Кроме того, уменьшаются потери от утечек [см. формулы (3.46) и (3.50)], так как площади F_1 пропорциональны Gv. Влияние n связано с тем, что при той же площади F_1 обратно пропорционально d, т. е. прямо пропорционально n меняются высоты лопаток; кроме того, сказывается влияние утечек. Отметим, что для турбин насыщенного пара крупной мощности влияние частоты вращения согласно формуле (4.23) не столь велико. Так, например, для турбины типа К-1000-60 для одного потока ЦВД $G_{ср}v_{ср}\approx$ ≈ 65 м³/с и КПД группы ступеней при $n=$ $=50$ 1/с будет на 0,9% выше, чем при $n=25$ 1/с.

Коэффициент полезного действия части низкого давления оценивается по формуле

$$\eta_{oi}=0{,}870\left(1+\frac{H_0^{ЧНД}-400}{10^4}\right)k_n k_{вл} k_l - \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{ЧНД}}\,\frac{G_z}{G_0^{ЧНД}}, \qquad (4.24)$$

где

$$\Delta H_{в.с}=5\cdot 10^{-4}\left(\frac{G_к v_к}{\Omega_z}\right)^2\left(1+\frac{0{,}1}{\theta_z-1}\right). \qquad (4.25)$$

Здесь Ω_z — кольцевая (осевая) площадь одного потока последней ступени; $\theta_z=d_{2z}/l_{2z}$; H_0 и $\Delta H_{в.с}$ — в кДж/кг.

Влияние θ_z определяется тем, что с увеличением веерности ступени $1/\theta$ сложнее обеспечить ее аэродинамическое совершенство. Поскольку, как правило, в быстроходных турбинах, в отличие от тихоходных последние лопатки являются предельными по напряжениям, что не позволяет по всей их высоте применить аэродинамически оптимальные профили, то это учитывается коэффициентом k_l в формуле (4.24): для $n=25$ 1/с коэффициент $k_l=1{,}0$, для $n=50$ 1/с:

l_z, мм	≤800	900	1000	1200
k_l	1,000	0,997	0,993	0,988

Положительное влияние увеличения H_0 на КПД объясняется рядом причин: для ЦВД и ЦСД — меньшим влиянием теряемой выходной энергии последней ступени отсека, для ЦНД — меньшим относительным влиянием менее экономичных последних ступеней. Во всех случаях бо́льший теплоперепад H_0 означает большее число ступеней и, следовательно, согласно формуле (4.4) больший коэффициент возврата теплоты $q_{в.т}$. В ЦНД заметное влияние на КПД оказывает наклон периферийного меридионального обвода, связанный с увеличением высот лопаток последующих ступеней по сравнению с высотами предшествующих. Поскольку, как правило, в тихоходных турбинах окружные скорости меньше, чем в быстроходных, то, следовательно, в ЦНД тихоходных турбин и относительно меньше теплоперепады ступеней. Это преимущество, однако, частично компенсируется бо́льшими в них протечками: в соотношении (4.24) $k_n=1$ для $n=50$ 1/с и $k_n=1{,}005$ для $n=25$ 1/с.

В формулах (4.23) и (4.24) влияние влажности при оценке КПД учитывается коэффициентом $k_{вл}$:

$$k_{вл}=1-0{,}8(1-\gamma_{в.у})\frac{y_0+y_{2t}}{2}\,\frac{H_0^{вл}}{H_0}, \qquad (4.26)$$

где y_0 и y_{2t} — влажность соответственно в конце и в начале процесса расширения в предположении равновесного состояния (см. гл. 2 и 3).

Влияние эффективности влагоудаления учитывается коэффициентом $\gamma_{в.у}$: для обычного влагоудаления без регенеративных отборов, т. е. в предположении, что удаляемая вместе с влагой доля перегретого пара далее не используется, $\gamma_{в.у}=-0{,}02$; в ином случае $\gamma_{в.у}=0{,}1$; если к тому же применена совершенная система внутриканальной сепарации влаги (см. § 3.6), то $\gamma_{в.у}=0{,}15$.

Во всех формулах, приведенных выше в данном параграфе, под G понимается массовый расход пара на один поток пара, а под $G_{ср}$ — среднее значение этого расхода, учитывающее отборы пара, т. е. $G_{ср}=0{,}5(G_0+G_z)$; то же относится и к среднему удельному объему пара $v_{ср}=\sqrt{v_0 v_z}$. При заданной мощности $P_э$ расчет проводится с помощью итераций, т. е. сначала следует задаться значениями G и v по всем элементам турбины, затем найти по оценочным формулам КПД цилиндров, рассчитать тепловую схему турбоустановки и после этого определить мощность турбоагрегата $P_э^{бр}$ и $P_э^{нетто}$. В случае расхождения полученного значения мощности с заданным уточняются расходы пара по всему тракту, параметры в различных точках процесса и т. д. Как правило, в таком итерационном процессе нет необходимости (если, конечно, весь этот расчет не запрограммирован для ЭВМ, когда многократное уточнение почти не требует увеличения времени для расчета), так как при проектировании турбины и турбоустановки АЭС расход пара на турбину определяется производительностью (тепловой мощностью) реактора. Определение же расходов по отсекам может быть оценено по известным аналогам (см. примеры в данной книге и в [19]), а также по данным табл. 6.1 и ряду других источников [26, 30, 47]. Следует учесть, что для мощных турбин АЭС с большими объемными

расходами пара ошибка в определении промежуточных значений массового расхода G слабо скажется на подсчете КПД (кроме подсчета выходных потерь последней ступени).

Потери давления в трактах

При предварительных расчетах, не учитывающих конструктивных особенностей и скоростей потока в элементах тракта, клапанах, ресиверах и т. п., эти потери для номинального режима могут быть приняты следующими.

Потери давления в паровпуске от параметров перед стопорным клапаном до входа в первую ступень при полностью открытых клапанах принимаются равными:

$$\Delta p_0 = 0{,}04\, p_0. \qquad (4.27)$$

В переходных ресиверах, если между цилиндрами нет запорных, отсечных или регулирующих клапанов или заслонок,

$$\Delta p_{\text{р}} = 0{,}02\, p. \qquad (4.27а)$$

Потери давления в тракте от ЦВД до входа в первую ступень следующего после СПП цилиндра в предварительных расчетах можно принять

$$\Delta p_{\text{СПП}} = 0{,}08 p_{\text{разд}}. \qquad (4.27б)$$

Более точные значения $\Delta p_{\text{СПП}}$, учитывающие число ступеней промперегрева, сопротивление арматуры на входе в последующий цилиндр и значение разделительного давления, приведены в [36].

Сопротивление выходного патрубка оказывает важное влияние на экономичность турбины; в зависимости от характеристик патрубка КПД турбины может измениться на $\Delta\eta/\eta_{\text{э}} = \pm 0{,}5\%$; особенно велико влияние патрубка на КПД турбин насыщенного пара из-за относительно малого их располагаемого теплоперепада.

В практике паротурбостроения, в частности в турбинах АЭС, встречаются два типа патрубков, определяемых расположением конденсатора по отношению к турбине. В большинстве случаев конденсатор располагается под ЦНД турбины (так называемая подвальная конструкция, см., например, рис. 6.22); реже, в частности в некоторых тихоходных турбинах ХТЗ, конденсаторы располагаются по бокам ЦНД (см. рис. 6.18 и 6.19). Общие преимущества и недостатки того или иного расположения конденсатора рассматриваются в § 9.3.

Основной аэродинамической характеристикой выходного патрубка является так называемый коэффициент полных потерь:

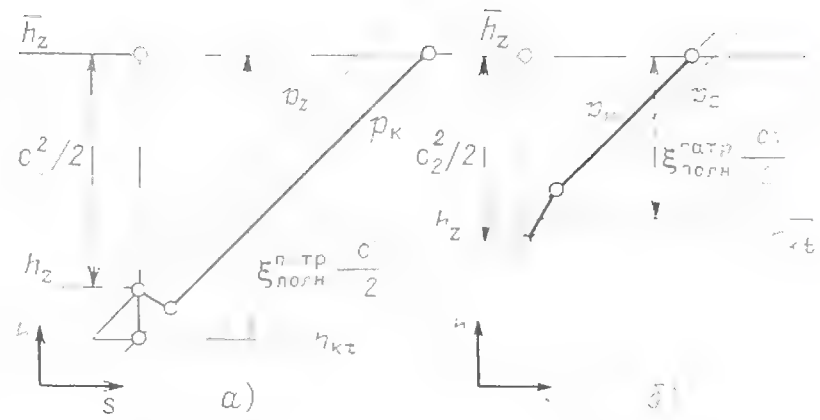


Рис. 4.9. Процесс протекания пара в выходном патрубке турбины в h, s-диаграмме:
а — при понижении давления в патрубке ($p_z > p_к$); *б* — при восстановлении давления в патрубке ($p_z < p_к$)

$$\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}} = \frac{\bar{h}_z - h_{кt}}{\bar{h}_z - h_z} = \frac{0{,}5c_2^2 + \Delta h_{\text{патр}}}{0{,}5c_2^2},$$

где $\Delta h_{\text{патр}} = (h_z - h_{кt}) \gtrless 0$.

Если $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}} = 1$, то давление за последней ступенью равно давлению на входе в конденсатор: $p_z = p_к$; если $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}} > 1$, то $p_z > p_к$, т. е. патрубок создает дополнительное сопротивление (рис. 4.9,*а*), если $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}} < 1$, то, наоборот, $p_z < p_к$, т. е. в патрубке восстанавливается в давление часть кинетической энергии пара, с которой он покидает последнюю ступень (рис. 4.9,*б*).

Трудность обеспечения благоприятного малого коэффициента полных потерь выходного патрубка ($\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}} < 1$) объясняется следующими причинами:

осерадиальным направлением потока в патрубке с подвальным расположением конденсатора и связанным с этим поворотом потока и значительной неравномерностью параметров по сечениям патрубка;

большими (околозвуковыми) средними значениями скорости c_2 на выходе из последней ступени, в результате чего из-за неравномерности полей скорости возможно появление локальных сверхзвуковых скоростей, особенно неблагоприятно сказывающихся при течении в диффузорных каналах патрубка. Это одна из причин того, что при проектировании турбины ограничивается значение скорости c_2, т. е. принимается $M_{c2} \leqslant 0{,}75 \div 0{,}8$. Более того, как показали опыты, в некоторых аэродинамически несовершенных патрубках при $M_{c2} = 0{,}7 \div 0{,}8$ коэффициент $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}}$ существенно возрастает, доходя до $\xi_{\text{полн}}^{\text{патр}} = 1{,}4 \div 1{,}7$. Это практически исключает для

последней ступени использование глубокого вакуума, создаваемого в конденсаторе;

ограничением размеров выходного патрубка, особенно в тихоходных турбинах и вообще при очень больших длинах последних лопаток. При этом скорости потока во всем тракте от последней ступени до входа в конденсатор довольно велики;

расположением в патрубке вставок, стяжек, анкерных болтов и других элементов, необходимых для обеспечения его жесткости.

Подробно проектирование патрубков и определение их характеристик рассматривается в [7]. Оценочная формула для подсчета коэффициента полных потерь

$$\xi^{\text{патр}}_{\text{полн}} = k_{\text{бок}} k_{\text{диф}} k_{\text{м}}. \qquad (4.28)$$

Здесь для подвального конденсатора $k_{\text{бок}}=1$, для бокового $k_{\text{бок}}=0{,}9$; при установке специально отработанных диффузорных вставок в патрубке (см., например, рис. 6.18) $k_{\text{диф}}=1$, без них $k_{\text{диф}}=1{,}15$. При $M_{c2}=\frac{G_{\text{к}} v_{\text{к}}}{\Omega_z a_{\text{к}}}>0{,}75$ коэффициент $k_{\text{м}}=1{,}1$, при $M_{c2}=0{,}6\div0{,}75$ коэффициент $k_{\text{м}}=0{,}95$, при $M_{c2}<0{,}6$ коэффициент $k_{\text{м}}=0{,}9$.

Во многих случаях при предварительной оценке экономичности турбины и всей турбоустановки до разработки конструкции патрубка принимается $\xi^{\text{патр}}_{\text{полн}}=1$, т. е. $p_z=p_{\text{к}}$. Высокая эффективность выходного патрубка может быть достигнута лишь в результате экспериментальной его отработки с учетом влияния последней ступени турбины.

В гл. 3 и в § 4.3 рассматривалось удаление влаги из проточной части турбины. Влияние его на КПД можно оценить по формуле (4.26). Изменение же состояния пара из-за сепарации влаги необходимо также и для расчета тепловой схемы. Его можно найти, используя рекомендации § 3.6 и пример 3.2. Для многоступенчатой турбины такой учет детально выполнен в § 4.5— в примере расчета турбины К-1000-60/3000. Однако в таком детальном учете в предварительных оценках, которым посвящен данный параграф, нет необходимости. Исключением является только определение реальной влажности на выходе из ЦВД, учитывающей всю предшествующую сепарацию влаги. Это нужно для расчета и проектирования внешнего сепаратора (см. § 1.4 и 9.7). Сделать такое уточнение можно следующим образом.

По $\eta^{\text{ЦВД}}_{oi}$, подсчитанному по формуле (4.23), находим конечную точку процесса расшире-

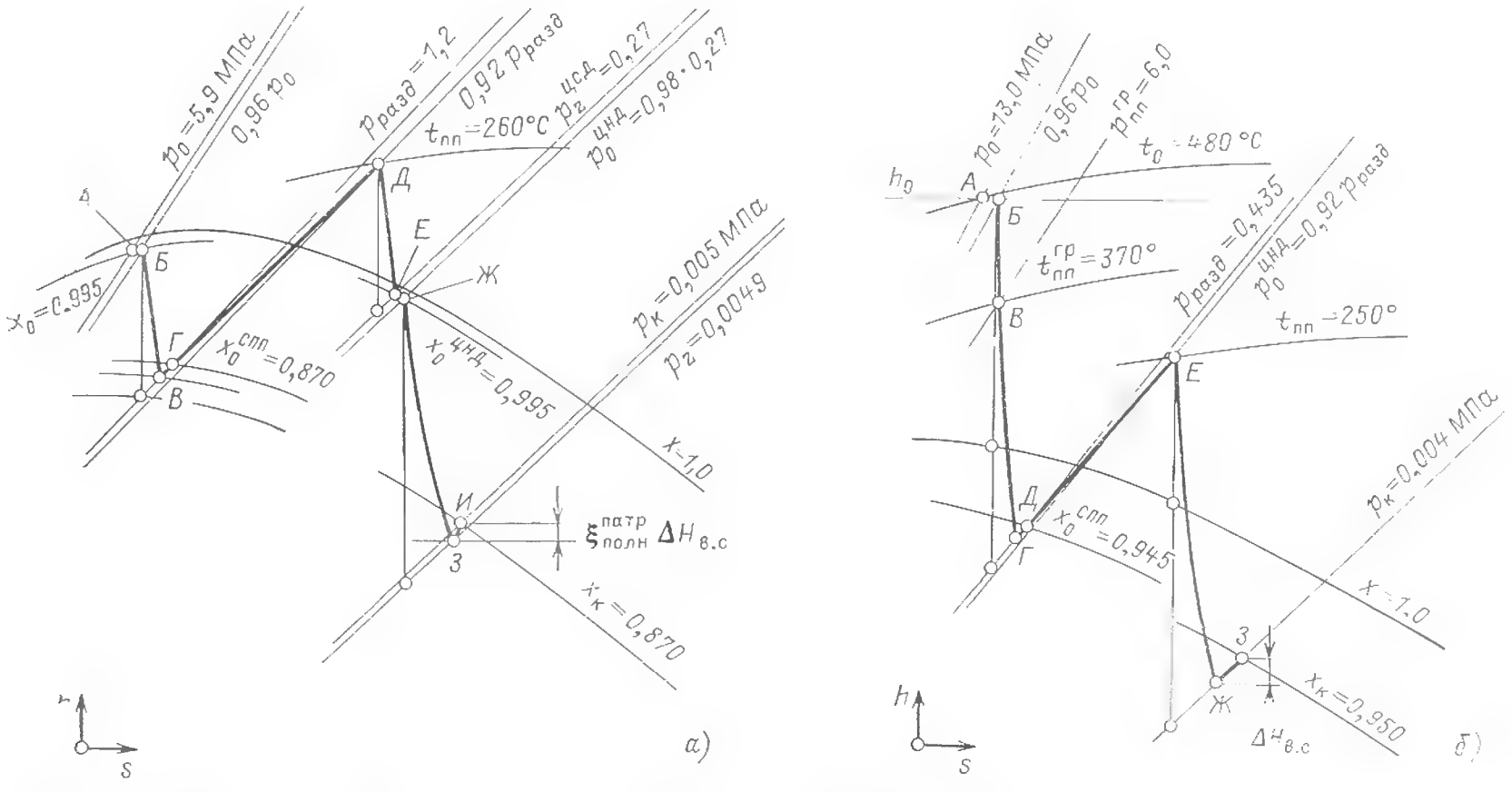


Рис. 4.10. Примеры процессов расширения пара в турбинах АЭС по предварительной оценке:

а — для турбины типа К-1000-60/1500 с двухпоточными цилиндрами: ЦВД, ЦСД и тремя ЦНД, боковыми конденсаторами и $\Omega_z=18.9$ м². Состояние пара: *А* — перед стопорными клапанами турбины; *Б* — перед первой ступенью ЦВД; *В* — за ЦВД; *Г* — на входе в СПП; *Д* — на входе в ЦСД; *Е* — на выходе из ЦСД; *Ж* — на входе в ЦНД; *З* — на выходе из последней ступени ЦНД; *И* — на входе в конденсатор; *б* — для турбины К-800-130/3000 с ЦВСД и тремя двухпоточными ЦНД, с паро-паровым перегревом и $\Omega_z=8{,}6$ м². Состояние пара: *А* — перед стопорными клапанами турбины; *Б* — перед первой ступенью ЦВСД; *В* — в месте отбора греющего пара на СПП; *Г* — в конце расширения в в ЦВСД; *Д* — перед СПП; *Е* — на входе в ЦНД; *Ж* — на выходе из последней ступени ЦНД; *З* — на входе в конденсатор

Таблица 4.2. **Коэффициент полезного действия электрического генератора при номинальной мощности**

Мощность, МВт	Частота вращения, 1/с	Марка электрогенератора	Завод-изготовитель	Вид охлаждения	КПД, %
200	50	ТВВ-200-2А	„Электросила“	Водородное	98,8
220	50	ТГВ-200	„Электротяжмаш“	„	98,87
500	50	ТГВ-500	„	„	98,75
500	25	ТГВ-500-4	„	„	98,7
800	50	ТГВ-800-1	„Электросила“	Водородное	98,7
800	50	ТГВ-800-2	„	„	98,8
1000	50	ТГВ-1000-2	„	Водяное	98,8
1000	25	ТВВ-1000-4	„	Водородно-водяное	98,9

ния пара в ЦВД и конечную, за ЦВД влажность y_z. Далее оцениваем подсушку пара в результате периферийного влагоудаления в проточной части ЦВД:

$$\Delta y = 0{,}04\, i y_z. \qquad (4.29)$$

Здесь i — число ступеней, в которых или за которыми организовано влагоудаление, включая последнюю ступень ЦВД.

Тогда влажность пара на входе во внешний сепаратор вычисляется по формуле

$$y_{\text{вн.с}} = y_z + \Delta y. \qquad (4.30)$$

Для примера на рис. 4.10 представлены процессы расширения пара в двух турбинах АЭС, подсчитанные описанным выше способом: в турбине К-1000-60/1500 насыщенного пара с ЦСД и тремя двухпоточными ЦНД (подобная конструкция представлена на рис. 6.20) и в турбине К-800-130 для АЭС с реакторами БН (подобную конструкцию см. рис. 6.25). В § 4.5 на рис. 4.15 показаны два процесса расширения пара в турбине К-1000-60/3000, полученных описанным выше методом предварительной оценки и в результате детального поступенчатого расчета.

Для вычисления электрической мощности турбоагрегата $P_э$ должны быть введены поправки на КПД электрического генератора $\eta_{э.г}$ согласно табл. 4.2 в зависимости от мощности, частоты вращения, способа охлаждения.

Механические потери (главным образом в подшипниках), учитываемые $\eta_м$, зависят от мощности турбоагрегата, числа цилиндров, частоты вращения и типа подшипников. Для предварительной оценки данные по $\eta_м$ можно взять из графика на рис. 4.11.

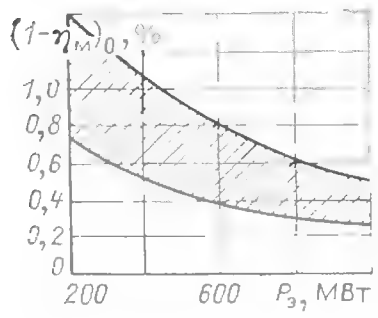


Рис. 4.11. График для оценки механических потерь в турбоагрегатах АЭС

Таким образом, электрическая мощность

$$P_э = P_i\, \eta_м\, \eta_{э.г}. \qquad (4.31)$$

Концевые уплотнения

Процесс протекания пара в лабиринтовом уплотнении и расчет расхода через него были рассмотрены в § 3.3. Рассмотрим, как организуются протечки пара в концевых уплотнениях паровых турбин и как устроены эти уплотнения.

Концевые уплотнения, перед которыми давление пара больше атмосферного, служат для уменьшения утечки пара из турбины. В случае когда перед уплотнением разрежение, его задача — предотвратить подсос воздуха в турбину. В некоторых конструкциях турбин (см. рис. 6.26) с однопоточной проточной частью пар подается в среднюю зону ЦВД (или совмещенного ЦВСД, см. рис. 6.25), и тогда устанавливается развитое уплотнение между первым и вторым отсеками цилиндра.

Концевые уплотнения ЦВД и ЦСД имеют несколько промежуточных камер, из которых пар отсасывается или в последующие ступени или, чаще, в линии отборов на регенеративный подогрев питательной воды. В этом случае удается частично использовать тепловую энергию прошедшего через уплотнение пара.

В предпоследние камеры концевых уплотнений всех типов подается уплотняющий пар с давлением примерно 110 кПа, а из последних отсасывается эжектором, чем исключается выход пара в машинный зал.

На рис. 4.12 показаны конструкция концевых уплотнений ЦВД и ЦНД турбины К-220-44 ХТЗ и схема всех протечек в этом агрегате.

В турбинах одноконтурных АЭС, когда рабочей средой является радиоактивный пар, концевые уплотнения должны быть абсолютно герметичны. Для этого в них организуется специальная система подвода и отвода пара, в частности осуществляется подача нерадиоактивного пара в уплотнения (из испарите-

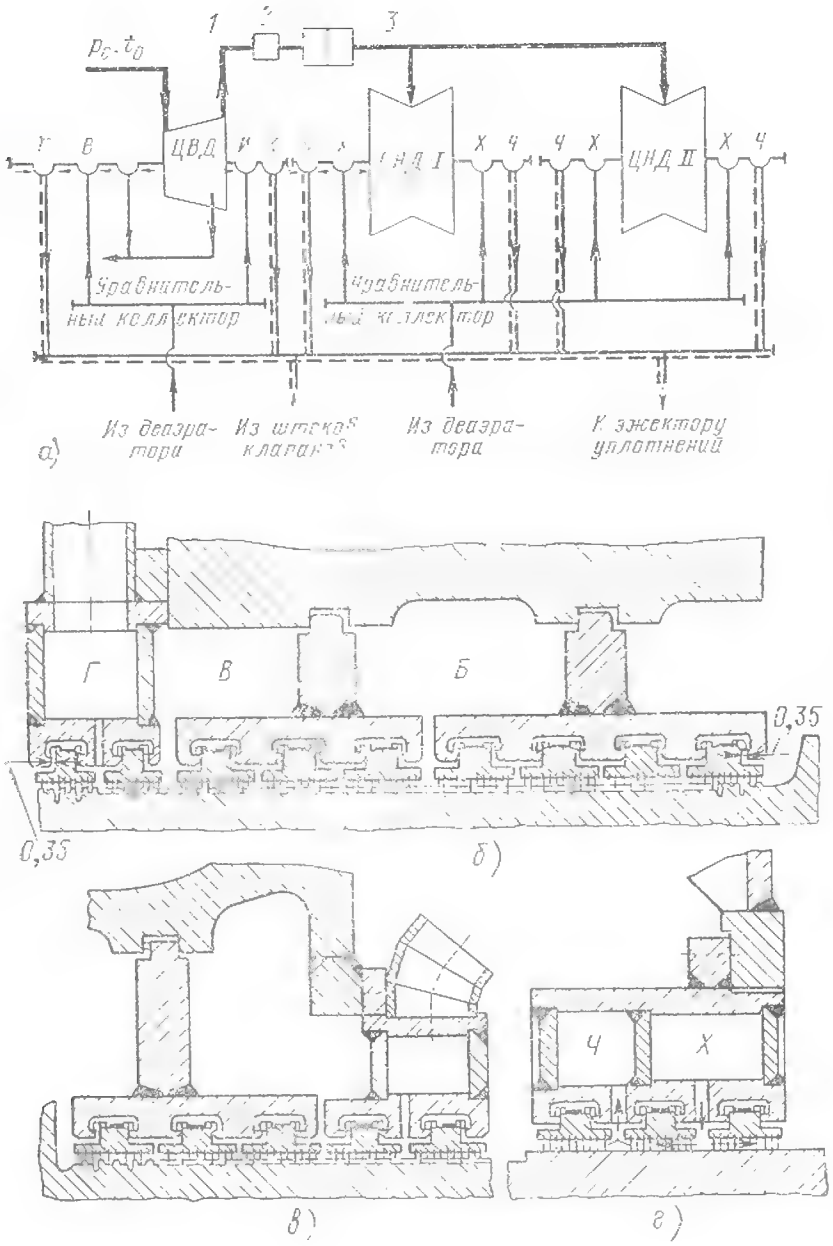


Рис. 4.12. Концевые уплотнения турбины К-220-44:

а — схема протечек для всего агрегата: *1, 2, 3* — СПП; *б* — переднее концевое уплотнение ЦВД; *в* — заднее концевое уплотнение ЦВД; *г* — концевое уплотнение ЦНД; камеры: *Б* — отвода в ПВД-2; *В, И, Х* — подвода уплотняющего пара с давлением 110 кПа; *Г, К, Ч* — отсоса эжектором

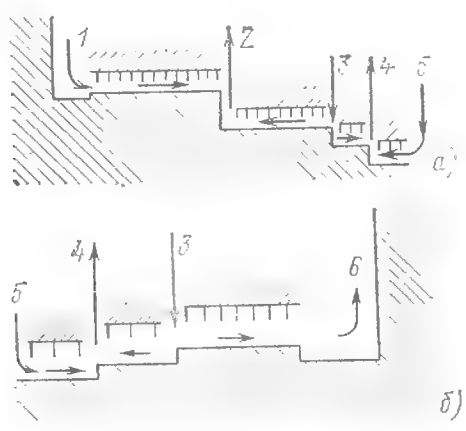


Рис. 4.13. Уплотнение, применяемое в турбинах АЭС при работе радиоактивным паром:

а — на выходе из двухпоточного ЦВД; *б* — на выходе из ЦНД; *1* — пар из выходного патрубка ЦВД (p=0,26 МПа); *2* — в подогреватель низкого давления (p=0,08 МПа); *3* — нерадиоактивный пар из испарителя (p=0,11 МПа); *4* — к эжектору уплотнений (p=93 кПа); *5* — воздух из машинного зала; *6* — в выходной патрубок ЦНД (p=5 кПа)

ля). Пример такого уплотнения показан на рис. 4.13.

Осевые усилия и способы их уравновешивания

Пар, расширяясь в проточной части турбины, не только создает на роторе полезный вращающий момент, определяемый окруж-

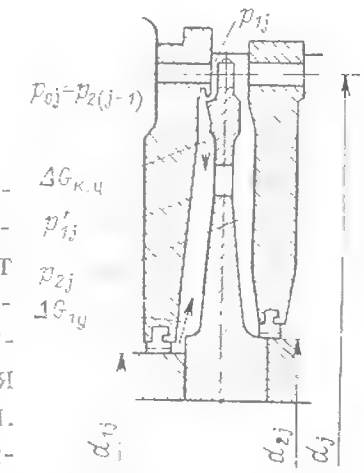


Рис. 4.14. Схема ступени активного типа (с диафрагмой)

ными усилиями, действующими на рабочие лопатки, но и воздействует на ротор в осевом направлении. Осевые усилия воспринимаются упорным подшипником. Для того чтобы обеспечить надежную работу турбины и, в частности, ее упорного подшипника, необходимо определить осевое усилие.

Рассмотрим осевые усилия, действующие на одну из промежуточных ступеней активного типа (рис. 4.14).

На рабочие лопатки j-й ступени действует осевое усилие, равное:

$$R_a^{\mathrm{I}} = G_j(c_{1j}\sin\alpha_{1j} - c_{2j}\sin\alpha_{2j}) + \\ + \pi d_j l_j (p_{1j} - p_{2j}). \qquad (4.32)$$

Если давление пара p'_{1j} и p_{2j} по обе стороны диска не одинаково, то диск испытывает осевую нагрузку, равную:

$$R_a^{\mathrm{II}} = \frac{\pi}{4}[(d_j - l_j)^2 - d_{2j}^2](p'_{1j} - p_{2j}), \qquad (4.33)$$

где d_j — средний диаметр ступени; d_{2j} — диаметр втулки диска; l_j — высота рабочих лопаток. Если диаметры d_{1j} и d_{2j} промежуточных уплотнений по обе стороны диска не равны, как это, например, показано на рис. 4.14, то осевое усилие, обусловленное разностью диаметров уплотнений, запишется так:

$$R_a^{\mathrm{III}} = \frac{\pi}{4}(d_{2j}^2 - d_{1j}^2)\, p'_{1j}. \qquad (4.34)$$

При ступенчатом диафрагменном уплотнении возникает осевое усилие вследствие разности давлений по обе стороны каждой ступеньки высотой Δ. Суммарное усилие, приложенное к ротору, составит:

$$R_a^{\mathrm{IV}} = \pi d_{\mathrm{y}} \Delta \frac{p_{0j} - p_{1j}}{2}, \qquad (4.35)$$

где d_{y} — средний диаметр уплотнения. Для того чтобы определить полное осевое усилие, надо просуммировать эти осевые нагрузки по ступеням турбины и учесть усилия, действующие на втулки концевых уплотнений ротора.

Прежде чем составлять эту сумму, обратим внимание на некоторые частные особенности:

1. Иногда оказывается возможным пренебречь составляющей осевого усилия, действующего на рабочие лопатки, так как в ступенях частей высокого и среднего давлений обычно

$$c_{1j} \sin \alpha_{1j} \approx c_{2j} \sin \alpha_{2j}.$$

В последних ступенях конденсационных турбин из-за большого теплоперепада и значительной степени реактивности

$$c_1 \sin \alpha_1 < c_2 \sin \alpha_2.$$

При небольших теплоперепадах можно принять, что разность давлений $p_1 - p_2$ пропорциональна степени реактивности ступени и разности давлений $p_0 - p_2$, так что

$$p_{1j} - p_{2j} \approx \rho (p_{0j} - p_{2j}).$$

2. В случае когда корневой зазор между сопловыми и рабочими лопатками невелик, и в особенности, когда применено уплотнение этого зазора, давление перед диском p'_1 может значительно отличаться от давления p_1 в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками. Давление p'_1 находится из баланса протечек через диафрагменное уплотнение, корневой зазор между решетками и разгрузочные отверстия [33, 47].

В проточной части турбины осевое усилие, как правило, направлено по потоку пара. Суммарное осевое усилие всех ступеней турбины (усилие, действующее на рабочие лопатки, диски, на кольцевые поверхности, образуемые вследствие разного диаметра диафрагменных уплотнений соседних ступеней, на ступеньки уплотнений)

$$\Sigma R_a^{ст} = \Sigma (R_a^{I} + R_a^{II} + R_a^{III} + R_a^{IV}) = R_у$$

может достигнуть весьма большой величины, которая должна восприниматься упорным подшипником. Для уменьшения этого усилия $R_у$ используются:

двухпоточные симметричные конструкции цилиндров. При полной симметрии потоков (см., например, ЦВД и ЦНД турбины К-500-65/3000 на рис. 6.11) расчетные усилия полностью уравновешиваются, однако, следует учитывать, что даже в пределах допусков на изготовление сопловых и рабочих лопаток, а также вследствие различного изменения зазоров в уплотнениях в условиях эксплуатации и ряда других причин реальные усилия в таких цилиндрах уравновешиваются не полностью;

разные направления потоков в несимметричных цилиндрах, например в ЦВСД турбины ХТЗ К-500-60/1500 (см. рис. 6.18);

разные направления потоков в ЦВД и ЦСД.

Переднее уплотнение выполняется с диаметром, бо́льшим, чем диаметр втулки диска (или диафрагменного уплотнения) первой нерегулируемой ступени. Такое концевое уплотнение называется думмисом, а его втулка, обычно имеющая довольно большую ширину, — разгрузочным диском. Вследствие перепада давлений перед и за ним на ротор действует осевое усилие, направленное в сторону, противоположное основному потоку (см. например, ЦВД турбины К-220-44 на рис. 6.14).

Подбирая диаметр разгрузочного диска и давление за ним, можно уменьшить усилие, действующее на упорный подшипник, до приемлемой, допускаемой его конструкцией величины $R_у < 100 \div 300$ кН.

4.5. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА МОЩНОЙ ТУРБИНЫ НАСЫЩЕННОГО ПАРА

Проведем тепловой расчет конденсационной турбины К-1000-60/3000 насыщенного пара.

Основные данные по проектируемой турбине следующие:

Расход пара на всю турбоустановку $G = 1650$ кг/с. С учетом (по оценке) количества свежего пара, используемого для одноступенчатого промперегревателя, расход пара, поступающего в турбину, составляет $G_0 = 0{,}92G = 1518$ кг/с. Параметры свежего пара: давление $p = 6{,}00$ МПа, сухость $x = 0{,}995$, температура $t = 275{,}6$ °С. Давление отработавшего пара $p_к = 5{,}0$ кПа. Частота вращения $n = 50$ 1/с. Парораспределение дроссельное.

Принята тепловая схема, близкая к показанной в приложении 4. Согласно схеме предусмотрена система регенерации, включающая два ПВД, деаэратор и пять ПНД. Температура питательной воды $t_{п.в} = 220$ °С. После ЦВД при разделительном давлении $p_{разд} = 0{,}60$ МПа устанавливаются СПП. Температура промперегрева (после СПП) $t_{пп} = 250$ °С. Привод питательного насоса осуществляется конденсационной паровой турбиной, работающей паром, поступающим после СПП.

Из предварительного расчета тепловой схемы с учетом отборов пара в систему регенерации, на турбопривод и т. д. получаем распределение расходов пара и давлений в местах отборов:

Давление, МПа	2,5	1,5	0,95	0,55	0,14	0,03	0,02
Доля отбираемого пара	0,06	0,04	0,05	0,18*	0,03	0,03	0,03

Конструктивная схема турбины: один двухпоточный ЦВД и четыре двухпоточных ЦНД. Последняя ступень с рабочей лопаткой длиной 1,00 м и кольцевой площадью $\Omega = 8{,}8$ м².

При расчете принято: потери давления в паровпускных органах ЦВД $\Delta p_0/p_0 = 0{,}04$, в тракте от выхода из ЦВД до входа в первую ступень ЦНД (включая СПП) $\Delta p/p_{разд} = 0{,}08$; давление за последней ступенью равно давлению в конденсаторе: $p_{2z} = p_к$.

Предварительное построение процесса расширения пара в турбине показано штриховыми линиями на рис. 4.15. Параметры на входе в первую ступень ЦВД $h_0 = 2776{,}0$ кДж/кг, $p_0 = 0{,}96\ (p_0)_{ЦВД} = 5{,}76$ МПа, $x_0 = 0{,}993$. Располагаемый теплоперепад ЦВД $H_0^{ЦВД} = 398{,}4$ кДж/кг.

* Включает сепарат СПП и пар, направляемый на турбопривод.

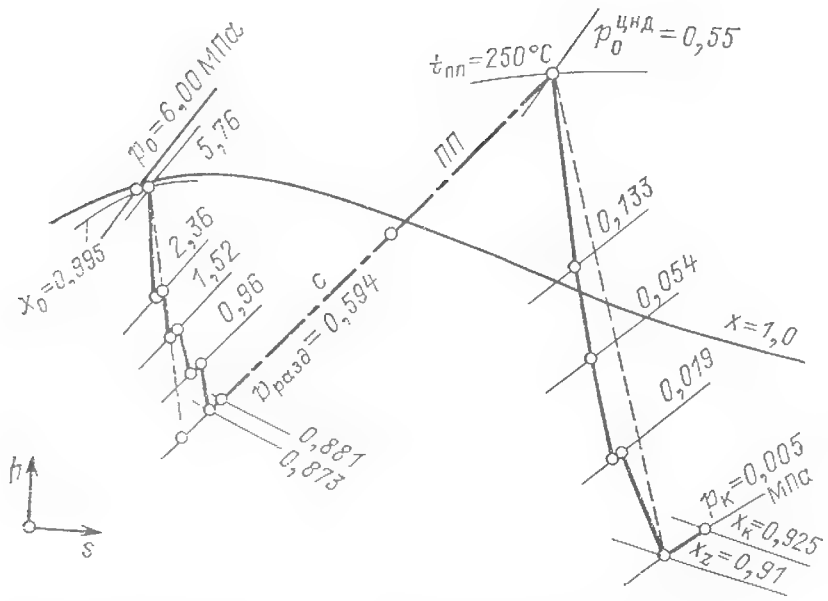


Рис. 4.15. Процесс расширения пара в турбине К-1000-60/3000 (к примеру расчета)

По формуле (4.23) оцениваем КПД:

$$\eta_{0i}^{ЦВД} = \left(0,920 - \frac{0,2}{G_{ср} v_{ср}}\right) \times$$

$$\times \left(1 + \frac{H_0^{ЦВД} - 7 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^4}\right) k_{вт} = 0,83.$$

Здесь $G_{ср} = 0,5 G_0 (1 + \overline{G}_z^{ЦВД}) \frac{1}{2} = 702$ кг/с средний расход пара на один поток; $v_{ср} = \sqrt{v_0 (\overline{G}_z^{ЦВД} v_z^{ЦВД})} = 0,094$ м³/кг; $\overline{G}_z^{ЦВД} = G_z^{ЦВД}/G_0$. По формуле (4.26) при $\gamma_{в.у} = 0,1$ находим

$$k_{вт} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{в.у}) \frac{1}{2} (y_0 + y_z^{ЦВД}) = 0,94.$$

Параметры пара на входе в первую ступень ЦНД: $h_0^{ЦНД} = 2958,0$ кДж/кг, $p_0^{ЦНД} = 0,92$, $p_{разд} = 0,552$ МПа. Располагаемый теплоперепад ЦНД $H_0^{ЦНД} = 749,6$ кДж/кг.

Потери с выходной скоростью подсчитываются по среднему диаметру: $\Delta H_{в.с} = 0,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{G_к v_к}{i\Omega}\right)^2 = 48,1$ кДж/кг.

По формуле (4.24) оцениваем КПД:

$$\eta_{0i}^{ЦНД} = 0,870 \left(1 + \frac{H_0^{ЦНД} - 400}{10^4}\right) k_п k_{вл} k_l -$$

$$- \frac{\Delta H_{в.с}}{H_0^{ЦНД}} \frac{G_z}{G_0^{ЦНД}} = 0,82.$$

Здесь $k_п = 1$; $k_l = 0,993$; $k_{вл} = 0,98$ (при $\gamma_{в.у} = 0,15$).

Детальный расчет проточной части сведен в табл. 4.3. Отметим некоторые особенности этого расчета. Ступени, работающие перегретым паром (№ 6 и 7), рассчитывались по методике, рассмотренной в примере 3.1, ступени влажного пара (№ 2—5, 9 и 10) — в примере 3.2, ступени № 1 (на входе пар практически насыщенный) и № 8 (процесс расширения пересекает линию насыщения) — в примере 3.3.

После ступеней № 2—5 и 9 учитывалась подсушка пара, вызванная периферийным влагоудалением, после ступени № 10 — внутриканальной сепарацией влаги. Процесс подсушки показан в h, s-диаграмме и учитывался при расчете.

Как видно из расчета, в каждом потоке ЦВД и ЦНД по пять ступеней. При построении треугольников скоростей (рис. 4.16) учитывалось увеличение потерь и углов выхода при обтекании решеток влажным паром (ступени № 2—5, 9 и 10), а в ступенях № 9 и 10 — дополнительно отклонение потока при $M_{2t} > 1$. Ступени спроектированы так, чтобы при работе перегретым (ступени № 6, 7 и 8), сухим насыщенным (ступень № 1) и влажным паром абсолютный угол выхода α_2 был равен примерно 90°. Отклонение от этого условия не превышает 3°. В связи с этим относительный лопаточный КПД всех ступеней при работе на перегретом паре, подсчитываемый по параметрам торможения,

$$(\eta^*_{0.л})^{п.п} = \frac{\eta_{0.л}^{п.п}}{1 - \Delta H_{в.с}/H_0}$$

во всех ступенях довольно высок [$(\eta^*_{0.л})^{п.п} = 0,905 \div 0,936$] и зависит от коэффициентов скорости решеток φ и ψ, в свою очередь определяемых согласно рис. 2.16 в соответствии с относительной высотой l/b и углами $\alpha_{1э}$ (или $\beta_{2э}$), а также от степени реактивности ρ.

С учетом влияния влажности (все ступени, кроме № 6 и 7) и потерь $\xi_{д.у} + \xi_{п.у} + \xi_{тр}$ наивысший η_{0i} достигается в ступени № 7. Здесь пар перегретый, высоты лопаток значительны, а дополнительные потери, главным образом потери от периферийной протечки, не столь велики.

На рис. 4.17 показаны основные характеристики ступеней. Корневые диаметры по цилиндрам приняты неизменными: $d_к^{ЦВД} = 1,2$ м и $d_к^{ЦНД} = 1,8$ м; в последней ступени $\theta = 2,8$. Во всех ступенях ЦВД принята корневая степень реактивности $\rho_к = 0,1$, обеспечивающая положительную степень реактивности и, следовательно, благоприятное конфузорное течение в каналах рабочей решетки при отклонениях от расчетных значений геометрических характеристик ступеней и определенной неточности расчета. Соответственно выбранной степени реактивности и дополнительным потерям отношение скоростей $u/c_ф$ принималось близким к оптимальному. В ЦНД во всех ступенях принята повышенная степень реактивности. Для выбранных размеров ступеней (d, l) и относительно небольшого теплоперепада $H_0^{ЦНД}$ повышенная степень реактивности не только обеспечила высокую экономичность $\eta_{0.л}$, но и позволила спроектировать ЦНД с пятью ступенями, каждая из кото-

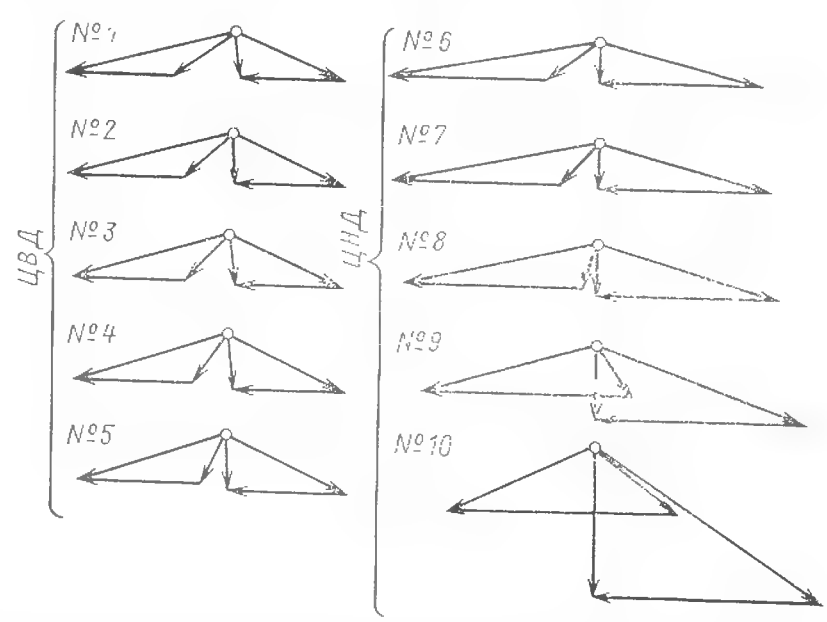


Рис. 4.16. Треугольники скоростей ступеней турбины К-1000-60/3000 (к примеру расчета)

Таблица 4.3. **Пример расчета турбины насыщенного пара К-1000-60/3000**

Наименование	Обозначение	Единица измерения	№ ступ. ЦВД 1	2	3
Расход пара	G	кг/с	759,0	759,0	713,5
Параметры пара перед ступенью	h_0	кДж/кг	2776,0	2708,2	2647,9
	p_0	МПа	5,760	3,816	2,363
	t_0/x_0	°C/—	273/0,993	248/0,942	221/0,914
Доля крупной влаги	λ	—	0	0,05	0,10
Параметры торможения	$\overline{h_0}$	кДж/кг	2776,0	2712,0	2652,5
	$\overline{p_0}$	МПа	5,760	3,892	2,424
Входная энергия	ΔH_0	кДж/кг	0	3,7	4,6
Располагаемый теплоперепад	$\overline{H_0}/H_0$	кДж/кг	78,5/78,5	81,0/77,3	83,5/78,9
Средний диаметр	d	м	1,303	1,344	1,389
Окружная скорость	u	м/с	204,7	211,2	218,2
Отношение скоростей	$u/c_ф$	—	0,517	0,525	0,534
Степень реактивности:					
корневая	$\rho_к$	—	0,100	0,100	0,100
средняя	$\rho_{ср}$	—	0,224	0,266	0,308
периферийная	$\rho_п$	—	0,324	0,389	0,450
Давление	p_1/p_2	МПа	4,192/3,816	2,662/2,363	1,761/1,522
Удельный объем	v_{1t}/v_{2t}	м³/кг	0,0449/0,0489	0,0684/0,0762	0,1010/0,1152
Сухость пара	x_{1t}/x_{2t}	—	0,946/0,936	0,928/0,910	0,894/0,886
Теоретическая скорость	c_{1t}/w_{2t}	м/с	348,9/238,3	344,7/251,7	339,9/263,0
Число М	M_{1t}; M_{2t}		0,7/0,5	0,7/0,5	0,7/0,6
Коэффициенты расхода	$\mu_1^{п.п}/\mu_2^{п.п}$	—	0,969/0,958	0,972/0,960	0,974/0,962
	$\mu_1^{вл}/\mu_2^{вл}$	—	0,996/0,964	1,000/0,971	1,009/0,978
Выходная площадь	F_1; F_2	10^{-4} м²	980/1620	1510/2410	2100/3220
Эффективный угол	$\alpha_{1э}$; $\beta_{2э}$	град	14,0/22,5	15,0/23,3	15,5/23,0
Высота лопатки	l_1; l_2	10^{-3} м	99/113	138/144	181/189
Корневой диаметр	$d_к$	м	1,200	1,200	1,200
Хорда профиля на $d_{ср}$	b_1; b_2	10^{-3} м	150/60	150/75	150/90
Относительный диаметр	$\bar{d}$	—	12,6	9,3	7,3
Коэффициент скорости	$\varphi^{п.п}/\psi^{п.п}$	—	0,965/0,948	0,968/0,951	0,970/0,954
	$\varphi^{вл}/\psi^{вл}$	—	—	0,958/0,936	0,955/0,934
Угол выхода	α_1/β_2	град	14,0/22,5	15,6/24,3	16,6/24,7
Скорость	w_1/c_2	м/с	146,7/86,4	139,0/96,3	131,2/102,4
Угол	β_1/α_2	град	33,7/87,3	39,7/88,8	45,0/87,6
КПД на перегретом паре	$\eta_{о.л}^{п.п}/\eta_{о.л}^{п.п}$	—	0,863/0,905	0,877/0,929	0,863/0,921
Отношение КПД	$\eta_{о.л}^{вл}/\eta_{о.л}^{п.п}$	—	0,976	0,945	0,925
КПД на влажном паре	$\eta_{о.л}^{вл}$	—	0,842	0,828	0,798
Эквивалентная площадь диафрагменного уплотнения	$\mu_y F_y/\sqrt{z_y}$	10^{-4} м²	—	6	6
Эквивалентный периферийный зазор	$\delta_{экв}^{п}$	10^{-3} м	1,0	1,0	1,0
Потери от утечек	$\xi_{д.у}+\xi_{п.у}$	—	0+0,024	0,003+0,019	0,002+0,015
Потери от трения диска	$\zeta_{тр}$	—	0,002	0,001	0,001
Относительный внутренний КПД	η_{oi}	—	0,816	0,815	0,780
Использованный теплоперепад	H_i	кДж/кг	64,0	65,2	65,2
Внутренняя мощность	P_i	кВт	48 600	49 500	46 480
Энтальпия в конце расширения	h_2	кДж/кг	2712,0	2646,8	2587,4
Сепарация влаги	Ψ/Δ_y	—	0/0	0,06/0,003	0,08/0,007
Подсушка пара	Δh	кДж/кг	0	5,7	14,0
Параметры пара за цилиндром	h_z	кДж/кг	—	—	—
	x_z	—	—	—	—

пени						
ЦВД		ЦНД				
4	5	6	7	8	9	10
683,1	645,2	127,1	127,1	121,4	115,8	110,1
2596,2	2551,4	2959,0	2833,0	2705,0	2577,8	2450,3
1,522	0,957	0,550	0,284	0,133	0,0544	0,0194
199/0,899	178/0,891	250/—	184/—	116/—	83/0,969	59/0,932
0,14	0,19	—	—	—	0,03	0,14
2601,4	2557,4	2959,0	2836.4	2708,6	2583,2	2460,4
1,567	0,991	0,550	0,289	0,135	0,0563	0,0208
5,2	6,0	0	3,4	3,6	5,4	10,1
85,5/80,3	87,0/81,0	145,0/145,0	148,0/144,6	151,0/147,4	160,0/154,6	191,0/180,9
1,454	1,544	1,976	2,095	2,264	2,529	2.800
228,5	242,5	310,3	329,0	355,6	397,2	440,2
0,551	0,581	0,576	0,605	0,647	0,702	0,712
0,100	0,100	0,200	0,200	0,200	0,250	0,400
0,363	0,428	0,323	0,391	0,470	0,593	0,732
0,521	0,600	0,422	0,520	0,620	0,741	0,846
1,146/0,957	0,741/0,594	0,357/0,284	0,183/0,133	0,0846/0,0544	0,0370/0,0194	0,0145/0,0050
0,1513/0,1777	0,2286/0,2782	0,601/0,714	1,021/1,301	1,951/2,887	4,11/7,29	9,56/24,74
0,883/0,877	0,877/0,867	— —	— —	0,983/0,960	0,951/0,921	0,920/0,880
330,9/277,2	315,5/291,2	442,0/334,8	424,4/356,6	399,8/386,3	360,8/448,9	319,8/563,9
0,7/0,6	0,7/0,6	0,8/0,7	0,9/0,8	0,9/0,8	0,8/1,05	0,8/1,4
0,976/0,964	0,978/0,966	0,973/0,960	0,977/0,961	0,978/0,962	0,979/0,963	0,980/0,965
1,019/0,985	1,030/0,991	— —	— —	0,990/0,980	0,999/0,992	1,013/1,015
3060/4500	4530/6280	1780/2830	3130/4830	5980/9260	13170/18970	32520/44070
16,0/22,8	16,5/22,1	10,0/15,0	10,5/14,4	12,0/16,3	15,0/19,0	22,9/30,0
244/254	332/344	166/176	265/295	414/464	659/729	960/1000
1,200	1,200	1,800	1,800	1,800	1,800	1,800
150/105	150/120	150/60	150/70	150/80	180/90	250/200
5,7	4,5	11,2	7,1	4,9	3,5	2,8
0,972/0,957	0,974/0,960	0,964/0,954	0,969/0,955	0,971/0,956	0,972/0,957	0,973/0,959
0,952/0,932	0,949/0,930	— —	— —	— —	0,967/0,950	0,960/0,942
17,6/25,0	18,5/24,5	10,0/15,0	10,5/14,4	12,0/16,3	15,2/19,4	23,8/33,9
119,3/109,2	103,8/112,8	131,9/82,8	106,3/84,7	84,3/103,7	109,7/141,9	201,8/297,4
51,9/87,1	66,4/87,6	34,1/91,3	44,8/89,5	73,4/90,6	123,8/87,8	142,1/89,5
0,864/0,929	0,867/0,936	0,894/0,916	0,901/0,923	0,892/0,924	0,863/0,921	0,697/0,906
0,910	0,900	1	1	0,962	0,945	0,901
0,787	0,781	—	—	0,858	0,815	0,627
6	6	—	10	10	10	15
1,2	1,2	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5
0,002+0,015	0,001+0,012	0,005+0,040	0,003+0,032	0,001+0,024	0,001+0,017	0,000+0,010
0,001	0,001	0,003	0,002	0,002	0,001	0,001
0,769	0,766	0,846	0,864	0,831	0,796	0,616
66,1	66,7	122,6	127,8	125,4	127,4	117,7
45 180	43 010	15 580	16 250	15 230	14 750	12 950
2535,3	2490,7	2836,4	2708,6	2583,2	2455,8	2342,7
0,11/0,011	0,08/0,009	—	— —	—	0,04/0,001	0,17/0,015
22,1	19,1	—	—	—	2,6	34,3
—	2509,8	—	—	—	—	2377,0
—	0,881	—	—	—	—	0,925

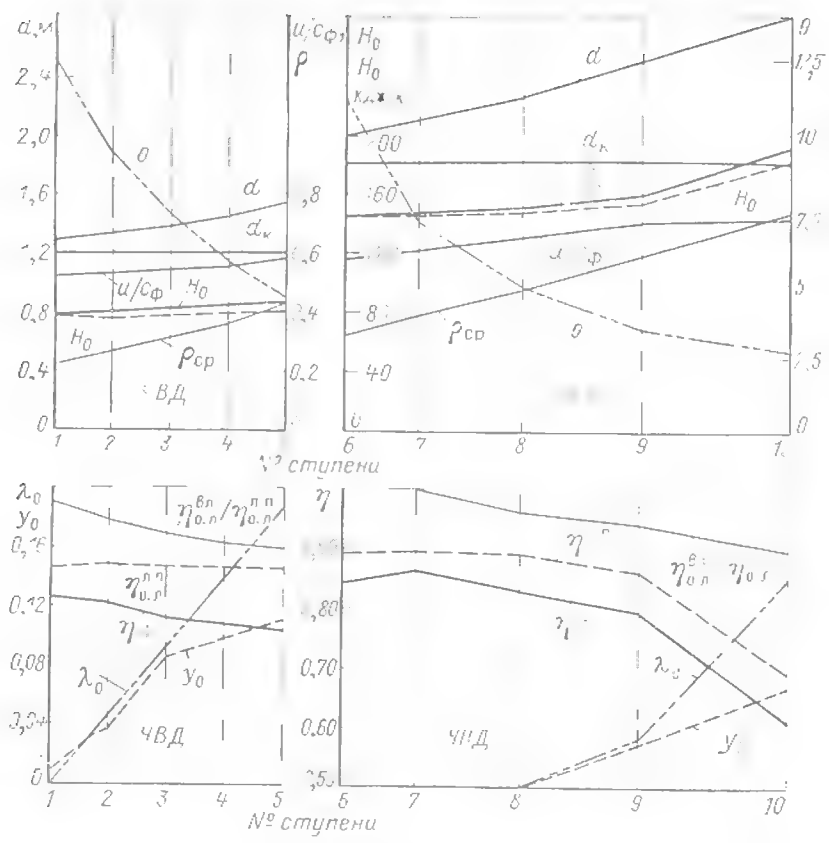


Рис. 4.17. Основные характеристики ступеней турбины К-1000-60/3000 (к примеру расчета)

рых имеет примерно оптимальное отношение скоростей $u/c_ф$ [чем больше ρ, тем больше $(u/c_ф)_{опт}$ и тем самым при заданном диаметре меньше оптимальный теплоперепад ступени]. Спроектировать ЦНД с четырьмя ступенями можно при существенно меньшем значении $u/c_ф$ и менее плавном очертании периферийного меридионального обвода проточной части: увеличение теплоперепада каждой ступени ЦНД означает большее отношение удельных объемов пара за двумя соседними ступенями, и, следовательно, бо́льшую разницу в высотах их лопаток. В ступени № 9 и особенно № 10 корневая степень реактивности увеличена еще больше, что обеспечит устойчивость их работы при переменных режимах — малых объемных пропусках пара (см. § 5.1).

Следует отметить, что увеличение корневой и соответственно периферийной степени реактивности $\rho_п$ означает повышение периферийной протечки. С учетом принятых значений эквивалентного периферийного зазора эта утечка довольно значительна и составляет от $\xi_{п.у}=0{,}04$ (ступень № 6) до $\xi_{п.у}=0{,}01$ (ступень № 10), при этом предполагается, что все ступени имеют рабочие лопатки с бандажом.

В отличие от турбин перегретого пара или газовых с помощью h, s-диаграммы нельзя непосредственно определить КПД проточной части. Это объясняется тем, что на диаграмме (см. рис. 4.15) на изобарах (за ступенями, имеющими влагоудаление) показана подсушка пара. В связи с этим конечная точка процесса за ЦВД по предварительному и конечная точка по детальному расчетам заметно расходятся.

Суммарная внутренняя мощность турбины

$$P_i = 2P_i^{ЦВД} + 8P_i^{ЦНД} = 2\cdot 232\,770 + 8\cdot 74\,760 =$$

$$= 1\,063\,620 \text{ кВт}.$$

Электрическая мощность

$$P_э = P_i\eta_м\eta_{э.г} = 1\,063\,620\cdot 0{,}997\cdot 0{,}998 = 1\,047\,700 \text{ кВт}.$$

Оценим КПД всей турбоустановки (нетто) при температуре $t_{п.в}=220$ °С и энтальпии питательной воды $h_{п.в}=944{,}1$ кДж/кг.

Абсолютный электрический КПД турбоустановки нетто

$$\eta_э^{нетто} = \frac{P_э}{G(h_0 - h_{п.в})} = \frac{1\,047\,700}{1650(2776{,}0 - 944{,}1)} = 0{,}3466,$$

т. е. удельный расход теплоты $q_э^{нетто}=10\,387$ кДж/(кВт·ч)=2481 ккал/(кВт·ч).

Следует учесть, что эти показатели экономичности должны быть уточнены при детальном расчете тепловой схемы, учитывающей тепловой баланс всех теплообменников (подогревателей, деаэратора, СПП), турбопривода, все потери в трактах, утечки в концевых уплотнениях и в клапанах и т. д. Оценивая точность данного расчета $\Delta\eta/\eta_э=0{,}01$, получаем соответствующие реальные (с запасом) значения экономичности: $\eta_э^{нетто}\approx 34{,}3$ %, $q_э^{нетто}\approx 10\,490$ кДж/(кВт·ч)=2505 ккал/(кВт·ч).

Глава пятая

РАБОТА ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

5.1. ПЕРЕМЕННЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ СТУПЕНИ

Каждая ступень рассчитывается для одного определенного режима, для которого находятся скорости потока, строятся треугольники скоростей, выбираются профили и размеры решеток (см. гл. 3). При изменении нагрузки, а следовательно, и расхода, при отклонении параметров от расчетных значений процесс расширения пара в ступени может подвергнуться существенным отклонениям от расчетного, что сопровождается изменением скоростей, степени реактивности, КПД и т. д. Для турбин, работающих с неизменной частотой вращения, окружные скорости при изменении нагрузки турбины сохраняются постоянными. Для транспортных и приводных турбин, иногда для отдельных цилиндров газовых турбин при изменении режима изменяется частота вращения, следовательно, изменяются окружные скорости.

Рассмотрение переменного (нерасчетного) режима работы ступени следует начать с анализа аэродинамических характеристик турбинных решеток. Этот анализ, учитывающий, в частности, влияние чисел M и Re, уг-

лов входа и влажности на коэффициенты потерь и расхода, а также на угол выхода, был проведен в гл. 2.

Расход пара через ступень

Остановимся на влиянии параметров на расход через решетку. Расчет неподвижной сопловой или вращающейся рабочей решетки ведется аналогично. Для определения расхода через сопловую решетку важны параметры торможения перед ней $\bar{p}_0$ и $\bar{T}_0(\bar{h}_0)$ и давление за ней p_1. Для рабочей решетки используются параметры торможения в относительном движении $\bar{p}_{1отн}$ и $\bar{T}_{1отн}(\bar{h}_{1отн})$ (см. рис. 3.3) и давление за ней p_2.

При неизменных параметрах перед суживающейся решеткой и переменном противодавлении p_1 расход меняется по закону, изображенному на рис. 5.1 кривой ABC. Участок BC описывается известным из термодинамики уравнением

$$G = F_1 \sqrt{\frac{2\varkappa}{\varkappa - 1} \frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0} \left(\varepsilon_1^{\frac{2}{\varkappa}} - \varepsilon_1^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}} \right)} \qquad (5.1)$$

или газодинамической функцией

$$q = \frac{G}{G_*} = \sqrt{\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{1+\varkappa}{1-\varkappa}} \frac{2}{\varkappa - 1} \left(\varepsilon_1^{\frac{2}{\varkappa}} - \varepsilon_1^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}} \right)}, \qquad (5.2)$$

представленной в [6] и в [33]. Здесь F_1 — выходная (минимальная, горловая) площадь решетки; $\bar{p}_0$, $\bar{v}_0$ — параметры торможения перед решеткой; $\varepsilon_1 = p_1/\bar{p}_0$ — отношение давлений; G_* — критический (максимальный при данных $\bar{p}_0$ и $\bar{v}_0$) расход через решетку, не меняющийся в диапазоне режимов от $\varepsilon_1 = \varepsilon_*$ до $\varepsilon = 0$ (прямая AB на рис. 5.1).

В ряде случаев, особенно при анализе переменного режима обтекания решеток, выражения (5.1) и (5.2) удобно заменить приближенной зависимостью — уравнением эллипса, которое при соответствующем выборе масштаба представляется дугой окружности.

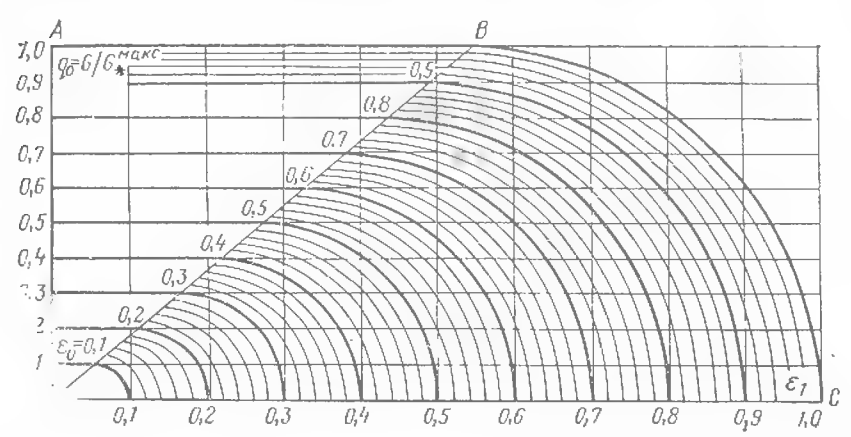


Рис. 5.1. Сетка А. В. Щегляева для относительных расходов пара через турбинную решетку с суживающимися каналами ($\varepsilon_* = 0,546$)

Подставив в формулы (5.1) и (5.2) $\varepsilon = \varepsilon_* = f(\varkappa)$, согласно (2.55) получим

$$G_* = \chi F_1 \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{v}_0}, \qquad (5.3)$$

а для реального процесса

$$G_* = \chi \mu_1 F_1 \sqrt{\bar{p}_0 / \bar{v}_0}, \qquad (5.3а)$$

где χ зависит от показателя изоэнтропы. Для перегретого пара $\varkappa = 1,3$ и $\chi = 0,667$, для сухого насыщенного пара $\varkappa = 1,135$ и $\chi = 0,635$; μ_1 — коэффициент расхода.

Наибольшему в данных условиях начальному давлению $\bar{p}_0^{макс}$, очевидно, будет соответствовать максимальный критический расход пара $G_*^{макс}$. Согласно формуле (5.3) отношение критического расхода пара, соответствующего давлению $\bar{p}_{0n}$, к максимальному критическому расходу составит (при $\mu_1 = \text{const}$):

$$\frac{G_*}{G_*^{макс}} = \sqrt{\frac{\bar{p}_{0n}}{\bar{v}_{0n}} : \left(\frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0}\right)^{макс}} = \frac{\bar{p}_{0n}}{\bar{p}_0^{макс}} \sqrt{\frac{(\bar{p}_0 \bar{v}_0)^{макс}}{\bar{p}_{0n} \bar{v}_{0n}}} \approx \frac{\bar{p}_{0n}}{\bar{p}_0^{макс}} \sqrt{\frac{\bar{T}_0^{макс}}{\bar{T}_{0n}}}, \qquad (5.4)$$

т. е. *критический расход пропорционален давлению торможения перед решеткой.*

Если, поддерживая постоянное давление $\bar{p}_{0n}$ перед решеткой, менять давление за ней, то закон изменения расхода пара изобразится линией ABC (рис. 5.1), причем критическое отношение давлений для перегретого пара и изоэнтропийного процесса будет достигнуто при $p_1/\bar{p}_{0n} = 0,546$, т. е. при $p_1/\bar{p}_0^{макс} = 0,546\ \bar{p}_{0n}/\bar{p}_0^{макс}$, а для сухого насыщенного пара при $p_1/\bar{p}_{0n} = 0,577$. Нулевой расход пара отвечает отношению давлений $\varepsilon_1 = p_1/\bar{p}_{0n} \to 1,0$.

Таким образом, три основные точки A, B, C на кривой рис. 5.1 (точка расхода пара при $\varepsilon_1 = 0$, точка критического отношения давлений и точка нулевого расхода) при изменении давления перед решеткой сдвигаются пропорционально этому давлению.

Применим следующие обозначения относительных величин: расход пара, выраженный в долях от максимального критического расхода: $q_0 = G/G_*^{макс}$, относительное начальное давление $\varepsilon_0 = \bar{p}_{0n}/\bar{p}_0^{макс}$, относительное конечное давление $\varepsilon_1 = p_1/\bar{p}_0^{макс}$. Кроме того, заметим, что $G_*/G_*^{макс} = \varepsilon_0$ и $\varepsilon_0 \varepsilon_* = \varepsilon_{1*}$.

Воспользуемся формулой эллипса, представляющей связь между расходом и давлениями в докритической области

$$\left(\frac{G}{G_*}\right)^2 + \frac{(p_1 - p_*)^2}{(\bar{p}_{0n} - p_*)^2} = 1,$$

и произведем следующие простые преобразования:

$$\left(\frac{GG_*^{\text{макс}}}{G_*G^{\text{макс}}}\right)^2+\left(\frac{\dfrac{p_1}{\bar p_0^{\text{макс}}}-\dfrac{p_*}{\bar p_{0n}}\dfrac{\bar p_{0n}}{\bar p_0^{\text{макс}}}}{\dfrac{\bar p_{0n}}{\bar p_0^{\text{макс}}}-\dfrac{p_*}{\bar p_{0n}}\dfrac{p_{0n}}{p_0^{\text{макс}}}}\right)^2=1.$$

Используя принятые обозначения относительных величин, получаем

$$\left(\frac{q_0}{\varepsilon_0}\right)^2+\frac{(\varepsilon_1-\varepsilon_*\varepsilon_0)^2}{\varepsilon_0^2(1-\varepsilon_*)^2}=1,$$

или иначе

$$\frac{(\varepsilon_1-\varepsilon_*\varepsilon_0)^2}{(1-\varepsilon_*)^2}+q_0^2=\varepsilon_0^2. \qquad (5.5)$$

В этих выражениях для простоты записи давление торможения $\bar p_0$ можно заменить на статическое давление перед решеткой p_0. Это не строго, и поэтому при точных расчетах, особенно когда речь идет о рабочих решетках, где начальная (относительная) скорость w_1 часто весьма значительна, следует пользоваться параметрами торможения.

Уравнение (5.5) связывает между собой относительный расход пара через суживающуюся решетку q_0 с начальным и конечным относительными давлениями ε_0 и ε_1.

На рис. 5.1 показана сетка расходов, выражающая эту зависимость. Уравнение (5.5) справедливо лишь в зоне от $\varepsilon_1=\varepsilon_0\varepsilon_*$ до $\varepsilon_1=\varepsilon_0$.

Сетка расходов предложена А. В. Щегляевым и носит его имя.

Изменение степени реактивности

Все изменения режима работы ступени можно свести к трем переменным — отношению скоростей $u/c_\text{ф}$, отношению давлений $\varepsilon_\text{ст}$ и фиктивному числу $\text{Re}_\text{ф}=\dfrac{b_1c_\text{ф}}{\nu_1}$. Кроме того, могут меняться степень влажности (например, из зоны выше линии насыщения процесс расширения пара в ступени переходит в зону ниже линии насыщения), а также условия входа в ступень и выхода из нее.

В общем случае все упомянутые режимные параметры меняются одновременно, но нагляднее и удобнее рассмотреть порознь влияние каждого из них на основные характеристики ступени. Начнем это рассмотрение с изменения степени реактивности.

Представим, что для какого-то расчетного режима известны все характеристики ступени и ее решеток (в том числе построенные для среднего диаметра) треугольники скоростей (рис. 5.2). Запишем уравнение неразрывности для выходных сечений сопловой F_1

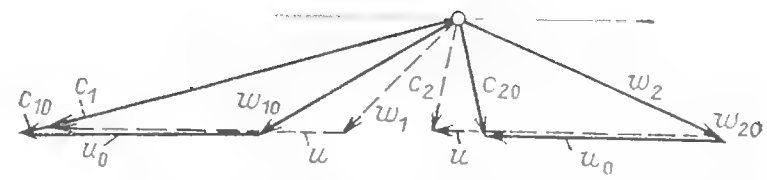


Рис. 5.2. Треугольники скоростей турбинной ступени при изменении отношения скоростей $u/c_\text{ф}$ при $\bar H_0=\text{const}$ и $u=\text{var}$

и рабочей F_2 решеток при докритическом режиме

$$\frac{G_1}{G_2}=\frac{\mu_1F_1c_{1t}/v_{1t}}{\mu_2F_2w_{2t}/v_{2t}}.$$

Аналогичное соотношение можно записать и для расчетного режима, обозначив все параметры и характеристики ступени при нем индексом 0. Взяв их отношение, получим

$$\frac{w_{2t}/c_{1t}}{(w_{2t}/c_{1t})_0}=\frac{G_2/G_1}{(G_2/G_1)_0}\,\frac{F_1/F_2}{(F_1/F_2)_0}\times$$
$$\times\frac{v_{2t}/v_{1t}}{(v_{2t}/v_{1t})_0}\,\frac{\mu_1/\mu_2}{(\mu_1/\mu_2)_0}. \qquad (5.6)$$

Если считать, что размеры ступени не изменились и, следовательно,

$$F_1/F_2=(F_1/F_2)_0,$$

что относительная доля протечек помимо решеток ступени также осталась постоянной, т. е.

$$G_2/G_1=(G_2/G_1)_0,$$

получим

$$\frac{w_{2t}/c_{1t}}{(w_{2t}/c_{1t})_0}=\frac{v_{2t}/v_{1t}}{(v_{2t}/v_{1t})_0}\,\frac{\mu_1/\mu_2}{(\mu_1/\mu_2)_0}. \qquad (5.7)$$

Влияние изменения отношения скоростей $u/c_\text{ф}$ на степень реакции определим, предположив, что $\mu_1/\mu_2=(\mu_1/\mu_2)_0$ и $v_{2t}/v_{1t}=(v_{2t}/v_{1t})_0$, т. е.

$$\frac{w_{2t}}{c_{1t}}=\left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}}\right)_0=\text{const}. \qquad (5.8)$$

Хотя изменение отношения скоростей $u/c_\text{ф}$ может происходить и вследствие изменения и теплоперепада $\bar H_0=c^2_\text{ф}/2$, и окружной скорости u, для простоты рассмотрения примем, что меняется только окружная скорость u (рис. 5.2). Тогда увеличение u при $\beta_1<90°$ приведет к уменьшению относительной скорости входа w_1 и согласно формуле (3.15) степень реактивности ρ должна возрасти, так как остаются неизменными согласно соотношению (5.8) скорость w_{2t} и принято, что $\bar H_0=\text{const}$:

$$\rho=\frac{w_{2t}^2-w_1^2}{2\bar H_0}. \qquad (5.9)$$

Таким образом, поток в рабочей решетке должен дополнительно ускориться. В общем

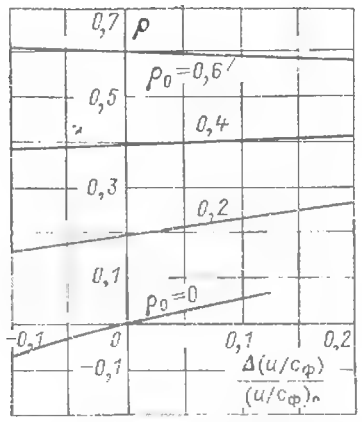


Рис. 5.3. Зависимость степени реактивности ρ от изменения $u/c_ф$ по формуле (5.10)

виде это видно из соотношения, полученного из формул (3.9), (3.15) и (5.8):

$$\frac{\rho}{1-\rho}=\left(\frac{w_{2t}}{c_{1t}}\right)^2-\left(\frac{w_1}{c_{1t}}\right)^2. \qquad (5.9а)$$

Наоборот, уменьшение $u/c_ф$ при тех же условиях вызывает меньшее ускорение потока в рабочей решетке или даже его замедление.

Если отклонение режима работы ступени от расчетного не очень велико, то можно получить простую приближенную формулу [33, 47], положив $\Delta\rho=\rho-\rho_0$ и $\Delta(u/c_ф)=u/c_ф-(u/c_ф)_0$:

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0}=A\frac{\Delta(u/c_ф)}{(u/c_ф)_0}-B\left[\frac{\Delta(u/c_ф)}{(u/c_ф)_0}\right]^2, \qquad (5.10)$$

где

$$A=2\left\{\left[\varphi\cos\alpha_1\left(\frac{u}{c_ф}\right)_0\sqrt{1-\rho_0}-\left(\frac{u}{c_ф}\right)_0^2\right]^{-1}-1\right\}^{-1};$$

$$B=(1+0{,}5A)\left(\frac{u}{c_ф}\right)_0^2.$$

Принимая $(u/c_ф)_0$ согласно формуле (3.27), получаем

$$A=(0{,}5-\rho_0);\quad B=\frac{\varphi^2\cos^2\alpha_1}{8}\,\frac{2-\rho_0}{1-\rho_0}.$$

Во многих расчетах можно воспользоваться упрощенной формулой:

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0}=(0{,}5-\rho_0)\frac{\Delta(u/c_ф)}{(u/c_ф)_0}. \qquad (5.11)$$

На рис. 5.3 представлена зависимость степени реактивности от $u/c_ф$, подсчитанная по формуле (5.10) при разных ρ_0.

В тех случаях, когда одновременно меняются и ε, и $u/c_ф$, можно воспользоваться простой зависимостью степени реактивности от изменения объемного расхода пара Gv_2 и частоты вращения n [33]:

$$\frac{\Delta\rho}{1-\rho_0}=0{,}9(0{,}5-\rho_0)\left[\frac{(Gv_2)_0}{Gv_2}\frac{n}{n_0}-1\right]. \qquad (5.12)$$

Все эти формулы для изменения степени реактивности относятся к докритическому режиму в решетках.

При возникновении критической скорости в рабочей решетке увеличение теплоперепада ступени $\bar{H}_0$ означает неизменность H_{0c}, следовательно, $c_{1t}=\text{const}$ и рост теплоперепада в рабочей решетке $H_{0р}$; таким образом, несмотря на уменьшение $u/c_ф$ (при $n=\text{const}$), степень реактивности возрастет (рис. 5.4).

Влияние влажности на степень реактивности ступени ρ обнаружено во многих опытах (см. § 3.5). При переходе от перегретого пара к влажному и с ростом влажности y_0 средняя и локальная степени реактивности растут. Это объясняется главным образом тем, что во влажном паре коэффициенты расхода решеток увеличиваются, в особенности в сопловой решетке, где $\varepsilon_1=p_1/p_0<\varepsilon_2=p_2/p_1$.

Поскольку степень реактивности является функцией действительных проходных сечений решеток, т. е. $\rho=f(\mu_1F_1/\mu_2F_2)$, то из-за того, что $\mu_1^{вл}/\mu_1^{п.п}>\mu_2^{вл}/\mu_2^{п.п}$, реактивность с ростом влажности y увеличивается. Особенно значителен этот рост в активных ступенях и в корневых зонах ступеней большой веерности.

Другими факторами, влияющими на зависимость $\rho=f(y)$, являются увеличение угла α_1 при течении влажного пара и рассогласование скоростей паровой и водяной фаз, когда $c''_1>c'_1$. Оба фактора увеличивают отношение скоростей u/c_1 и тем самым приводят к повышению ρ.

Приближенный подсчет реактивности $\Delta\rho'=\rho^{вл}-\rho^{п.п}$, принимая во внимание главное — влияние коэффициентов расхода, можно выполнить, воспользовавшись формулой [33]

$$\frac{\Delta\rho'}{1-\rho^{п.п}}=0{,}6\left(1-\frac{\mu_2^{вл}/\mu_2^{п.п}}{\mu_1^{вл}/\mu_1^{п.п}}\right). \qquad (5.13)$$

Для частных случаев формулу (5.13) можно заменить более простыми выражениями:

для $\rho^{п.п}=0$

$$\Delta\rho'=0{,}6(1-\sqrt{x_2}); \qquad (5.14)$$

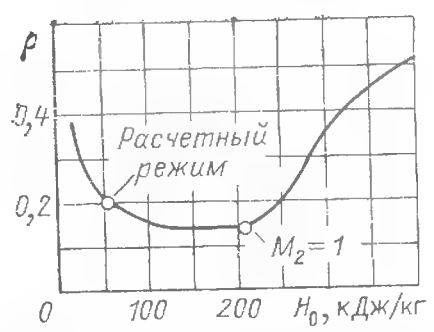


Рис. 5.4. Изменение степени реактивности в зависимости от располагаемого теплоперепада ступени при постоянной частоте вращения и $p_0v_0=\text{const}$

для $\rho^{п.п}=0{,}5$

$$\Delta\rho' = 0{,}3(1-\sqrt{x_2/x_1}), \qquad (5.15)$$

где x_2 — сухость пара за ступенью.

При изменении влажности новую степень реактивности можно найти, применив формулы (5.13)—(5.15) дважды.

Коэффициент полезного действия ступени при изменении режима ее работы

Изменение режима работы ступени влияет на ее экономичность. Это влияние зависит от расчетных параметров ступени, т. е. отношения скоростей $(u/c_ф)_0$, реактивности ρ_0 и отношения давлений $(\varepsilon_{ст})_0$, определяющих в данных условиях скорости M_1 и M_2, от влажности y и доли крупнодисперсной влаги λ, от подбора решеток и других геометрических и конструктивных характеристик ступени.

Если ступень проектировалась так, чтобы в расчетных условиях обеспечить максимально возможный η_{oi}, то, естественно, что изменение режима должно привести к снижению КПД. Однако по условиям технико-экономической оптимизации и унификации и в соответствии с требованием малого изменения КПД в широком диапазоне нагрузок ступень может проектироваться и на условия, не соответствующие наивысшей экономичности. В этом случае отклонения от расчетного режима могут привести и к повышению КПД.

Изменение отношения скоростей $u/c_ф$ при $\varepsilon_{ст}=\text{const}$, например при постоянном теплоперепаде и переменной частоте вращения, влияет на КПД ступени вследствие:

а) изменения потерь с выходной скоростью при изменении угла α_2 и, следовательно, величины c_2. Если ступень спроектирована на $\alpha_2 \approx 90°$, то как уменьшение, так и увеличение $u/c_ф$ практически одинаково скажутся на $\Delta H_{в.с}$. Однако часто, особенно при небольшой мощности, ступени проектируются на угол $\alpha_2 < 90°$, что объясняется уменьшением оптимального отношения скоростей за счет дополнительных потерь (см. § 3.3) и упрощением при этом конструкции турбины. В этом случае понижение $u/c_ф$ скажется на $\Delta H_{в.с}$ больше, чем такое же увеличение $u/c_ф$. Изменение же $\Delta H_{в.с}$ вызовет соответствующее изменение η_{oi} в зависимости от $\xi_{в.с}$;

б) изменения угла входа в рабочую решетку β_1 (см. рис. 5.2) и влияния его на потери в рабочей решетке (см. § 2.4) $\xi_р$;

в) изменения потерь в сопловой решетке $\xi_с$ при изменении ее теплоперепада $H_{0с} = (1-\rho)\bar{H}_0$. Чем больше $u/c_ф$, тем больше ρ и, следовательно, меньше $H_{0с}$;

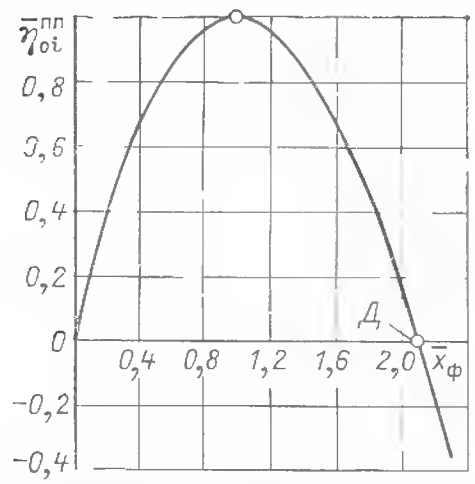


Рис. 5.5. Относительный внутренний КПД ступени при работе перегретым паром в зависимости от изменения отношения скоростей $\bar{x}_ф = u/c_ф/(u/c_ф)_{опт}$

г) изменения потерь от трения диска $\xi_{тр}$, пропорциональных $(u/c_ф)^3$ (см. § 3.3), потерь от утечек $\xi_у$, зависящих от степени реактивности и от $u/c_ф$;

е) изменения потерь от влажности.

Статистическая обработка экспериментальных данных, проведенная ЛКИ [33], дала следующую показанную на рис. 5.5 параболическую зависимость изменения относительного внутреннего КПД ступени $\bar{\eta}_{oi}^{п.п} = \eta_{oi}^{п.п}/(\eta_{oi}^{п.п})^{макс}$ от изменения отношения скоростей $\bar{x}_ф = (u/c_ф)/(u/c_ф)_{опт}$:

$$\bar{\eta}_{oi}^{п.п} = 2{,}10\bar{x}_ф - 1{,}19\bar{x}_ф^2 + 0{,}09\bar{x}_ф^3. \qquad (5.16)$$

В формуле не учтены потери от влажности, которые должны определяться отдельно. Оптимальное отношение скоростей согласно (3.51) можно оценить по формуле

$$(x_ф)_{опт} = \left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт} = \frac{\varphi\cos\alpha_1}{2\sqrt{1-\rho_0}}\left[1-\sqrt{1-\rho_0}\,(\eta_{o.л}^{п.п}-\eta_{oi}^{п.п})_0\right]. \qquad (5.16а)$$

При неизменном отношении скоростей $u/c_ф=\text{const}$, например при одновременном увеличении теплоперепада и частоты вращения, изменение отношения давления в ступени $\varepsilon_{ст}=p_2/\bar{p}_0$ скажется на КПД вследствие изменения потерь при обтекании решеток, зависящих от чисел M_1 и M_2. Это изменение особенно существенно, если режим течения в одной из решеток переходит из докритического в критический или наоборот. Критический режим течения в рабочей решетке встречается обычно лишь в ступенях большой веерности — в последних ступенях конденсационных турбин, переменный режим которых рассмотрен ниже. В других же ступенях влияние $\varepsilon_{ст}$ на КПД, как правило, невелико.

Последние ступени конденсационных турбин при изменении объемного пропуска пара

Последние ступени конденсационных паровых турбин находятся в особых условиях. Давление пара p_2 за этими ступенями, определяемое давлением в конденсаторе $p_к$, зависит от многих факторов: расхода пара, температуры и расхода охлаждающей воды, загрязнения трубок конденсатора и т. д. Другими важными особенностями последней ступени являются максимальная веерность и в связи с этим наибольшее отличие параметров потока в корневой и периферийной зонах и наибольшее изменение по высоте профилей рабочих лопаток. Эти особенности последней ступени требуют специального рассмотрения переменного режима ее работы.

Сначала рассмотрим процесс расширения пара для среднего диаметра ступени, не затрагивая пока изменения параметров по радиусу. Предполагаем, что при изменении давления отработавшего пара расход его сохраняется неизменным.

Проанализируем качественно изменения, которые будут происходить в ступени при понижении давления на выходе из нее при $n=\text{const}$.

Если в решетках последней ступени режим обтекания докритический, то изменение давления за ступенью будет отражаться и на давлении в зазоре p_1, и на давлении перед ступенью p_0. Начиная с давления, при котором в одной из решеток последней ступени скорость (c_1 или w_2) достигнет критической, дальнейшее понижение противодавления p_2 не будет сказываться на давлениях и скоростях потока вверх (против потока) от этого критического сечения.

На рис. 5.6,*а* показаны треугольники скоростей последней ступени ЦНД при $G=\text{const}$ и $n=\text{const}$ и различных понижающихся значениях противодавления p_2. Расчетный режим отмечен индексом 0, критический — $*$. При понижении давления p_2 ниже критического $p_2<p_{2*}$ (когда $w_2 \geqslant w_{2*}$), входной треугольник скоростей остается неизменным, а скорость w_2 увеличивается вследствие расширения пара и отклонения потока в косом срезе рабочей решетки (см. § 2.5), т. е. $\beta_2>\beta_{2э}$. По мере понижения p_2 может быть достигнуто предельное расширение в косом срезе, после которого последующее расширение пара будет происходить за рабочей решеткой (за пределами ступени).

Очевидно, что при неизменном расходе пара усилие R_u, передаваемое на лопатки, возрастает лишь до тех пор, пока увеличивается сумма проекций скоростей $(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)$. После того как исчерпается возможность расширения в косом срезе рабочей решетки, дальнейшее понижение p_2 будет вызывать лишь увеличение осевой составляющей R_a, в то время как R_u, а следовательно, и мощность ступени будут сохраняться неизменными.

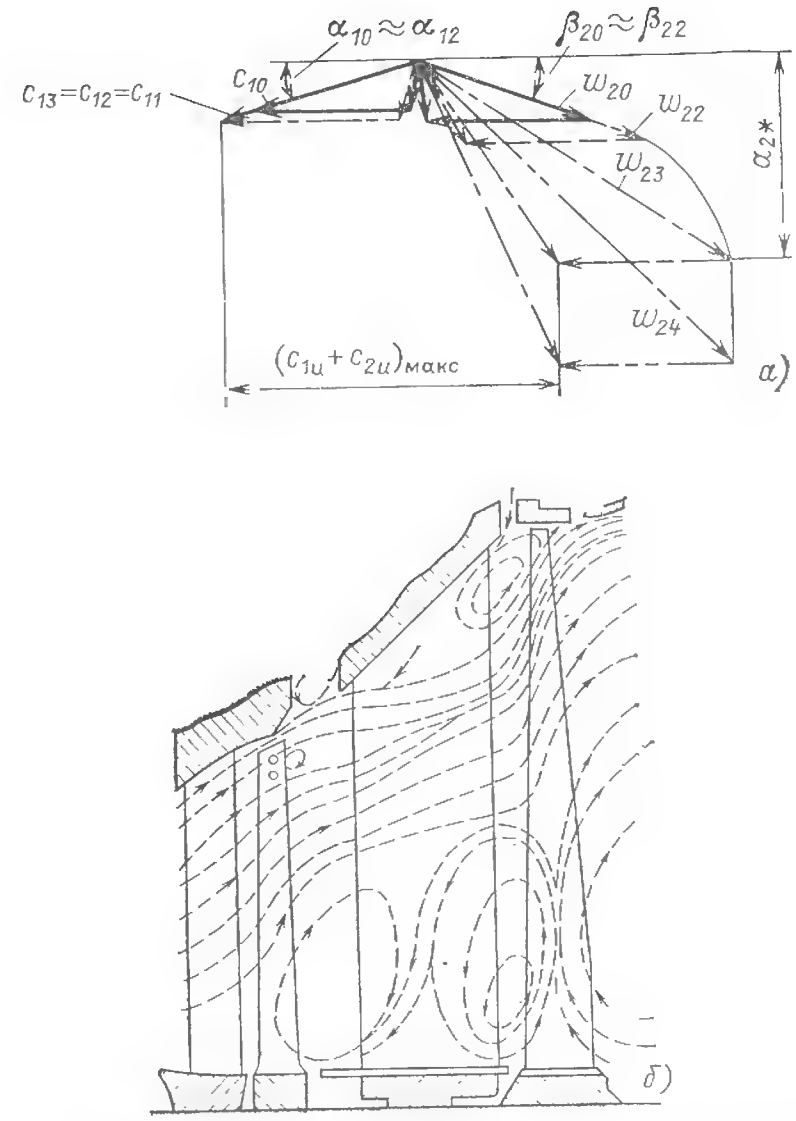


Рис. 5.6. Переменный режим работы последней ступени конденсационной турбины:

а — треугольники скоростей (по среднему диаметру) при $G=\text{const}$, $n=\text{const}$ и $p_2=\text{var}$; *б* — появление обратных (вихревых) течений при малом объемном пропуске пара; $\overline{Gv}_к=0{,}14$, $d/l=2{,}5$

Таким образом, при заданном расходе пара ступень при понижении противодавления способна увеличивать мощность не беспредельно, а только до вполне определенного уровня.

Представленные на рис. 5.6,*а* треугольники скоростей последней ступени, построенные для $G=\text{const}$ и $p_2=\text{var}$, могут в равной мере относиться и к изменению расхода пара $G=\text{var}$, и к одновременному изменению G и конечного давления p_2, т. е. в общем случае к изменению объемного пропуска пара $Gv_2=\text{var}$ [1].

[1] Различные при этом числа Рейнольдса и степени влажности могут учитываться отдельно, например, с помощью поправочных коэффициентов.

В действительности в ступенях большой веерности, в особенности в последних ступенях, параметры пара существенно переменны по высоте (см. § 3.4). Поэтому рассмотренная выше картина изменения режима работы ступени может служить первым приближением. Критические скорости на разных радиусах будут достигаться при различных режимах; при дозвуковом обтекании рабочей решетки в межвенцовом зазоре (в сечении *1-1* на рис. 3.13) наблюдается перераспределение расходов по высоте, которое может быть определено сложными расчетами на ЭВМ (см. § 3.4). При малых скоростях c_2, соответствующих пониженному относительному объемному расходу пара $Gv_2/(Gv_2)_0$, поток оттесняется к периферии, при этом возникает отрыв потока в корневой зоне, где течение приобретает возвратно-вихревой характер (рис. 5.6,*б*). Очевидно, что КПД ступеней при таком режиме падает: от полезной мощности, создаваемой паром в периферийной зоне, отнимается вентиляционная мощность вихревой корневой области. При дальнейшем понижении Gv_2, соответственно малом теплоперепаде и очень большом отношении $u/c_ф$ ступень переходит в режим холостого хода (точка *Д* на кривой рис. 5.5), а далее в режим потребления мощности. Поскольку эти режимы связаны с вихреобразованием, частоты которых случайны, то возможно появление вибрации лопаток и даже их поломка (см. § 7.3). Поэтому длительность таких режимов ограничена.

5.2. ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ И ТЕПЛОПЕРЕПАДОВ ПО СТУПЕНЯМ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

Используя приближенные (см. § 5.1) или более точные (с помощью ЭВМ, см. § 3.4) методы расчета ступеней при изменении режима, можно последовательно, от ступени к ступени, рассчитать группу ступеней и всю проточную часть турбины. Однако и это подтверждается детальными расчетами и многочисленными испытаниями; во многих случаях определение параметров, расходов и других характеристик ступеней при изменении условий работы проточной части турбины с вполне достаточной точностью может быть выполнено по простым формулам.

Допустим, что для расчетного режима известны расход пара G_0, протекающего через проточную часть, и параметры пара в каждой ступени турбины. Пусть также известны размеры решеток каждой ступени. Эти решетки можно считать рядом последовательных сопротивлений, расположенных на пути протекания пара. Давление p в произвольной промежуточной точке проточной части определяется соотношением

$$p = p_z + \sum_i \Delta_i p,$$

где p_z — давление при выходе из группы ступеней, а $\sum_i \Delta_i p$ — сумма перепадов давлений в ступенях, расположенных за рассматриваемой ступенью. Перепады $\Delta_1 p$, $\Delta_2 p$... возникают из-за сопротивления, создаваемого решетками ступеней при произвольном расходе пара G.

Если в какой-то ступени возникли критические скорости пара, то давление при выходе из ступени не влияет на расход пара, который в этом случае при неизменной площади проходного сечения зависит только от параметров перед решеткой и определяется, как было показано в § 5.1, выражением $G = A\sqrt{p/v}$ или, если взять отношение произвольного расхода G_1 к расчетному G_0, соотношением

$$\frac{G_1}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{01}}{v_{01}}\,\frac{v_{00}}{p_{00}}} = \frac{p_{01}}{p_{00}}\sqrt{\frac{(p_0v_0)_0}{(p_0v_0)_1}}. \quad (5.17)$$

Здесь параметры p_{00}, v_{00} перед группой ступеней соответствуют расчетному, а параметры p_{01}, v_{01} — произвольному расходу пара.

Для докритического режима в ступенях группы можно воспользоваться приближенной формулой (вывод ее см. в [33]), которая учитывает влияние противодавления группы p_z на расход пара G_1:

$$\frac{G_1}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{z1}^2}{p_{00}^2 - p_{z0}^2}}\sqrt{\frac{(p_0v_0)_0}{(p_0v_0)_1}} = \sqrt{\frac{\varepsilon_{01}^2 - \varepsilon_{z1}^2}{1 - \varepsilon_{z0}^2}}\sqrt{\frac{(p_0v_0)_0}{(p_0v_0)_1}}, \quad (5.18)$$

где $\varepsilon_{01} = p_{01}/p_{00}$ — относительное давление перед группой ступеней и $\varepsilon_z = p_z/p_0$ — то же за группой ступеней. Формула (5.18) называется формулой Стодолы — Флюгеля.

Для группы ступеней конденсационной паровой турбины, когда $p_z = p_к$, вторые члены под радикалом в формуле (5.18) настолько малы по сравнению с первыми членами, что ими можно пренебречь, и формула (5.18) вырождается в простую зависимость (5.17), т. е. *расход пара пропорционален давлению перед группой ступеней:*

$$\frac{G_1}{G_0} = \frac{p_{01}}{p_{00}}\sqrt{\frac{(p_0v_0)_0}{(p_0v_0)_1}} \approx \frac{p_{01}}{p_{00}}\sqrt{\frac{T_{00}}{T_{01}}}. \quad (5.17а)$$

Таким образом, формулы (5.17) и (5.18) позволяют найти расход пара при изменившемся состоянии или один из параметров

при измененном пропуске пара через группу ступеней в том случае, когда в рассматриваемых пределах изменения режима ступени работают со скоростями, превышающими критическую скорость, или с докритическими скоростями.

Если в какой-либо ступени турбины давление изменяется пропорционально расходу пара, то и во всех предыдущих ступенях давления будут изменяться точно так же.

Для проточной части конденсационной турбины, работающей влажным паром, с учетом того, что коэффициент расхода через сопловые решетки (при $x>0{,}85$) определяется согласно § 2.3 соотношением

$$\mu_1^{вл}/\mu_{10}^{вл} \approx \sqrt{x_{10}/x_1},$$

можно записать

$$\frac{p_{01}}{p_{00}} = \frac{G_1}{G_0}\frac{\mu_1^{вл}}{\mu_{10}^{вл}}\sqrt{\frac{(p_0v_0)_1}{(p_0v_0)_0}} \approx$$

$$\approx \frac{G_1}{G_0}\sqrt{\frac{(p_0v_э'')_1}{(p_0v_0'')_0}}\frac{x_{01}}{x_{00}}, \qquad (5.19)$$

где x_0 — начальная сухость пара.

Перераспределение давлений в ступенях турбин при режимах, отличающихся от расчетного, приводит также к изменению теплоперепадов. Для того чтобы оценить влияние изменения расхода пара на распределение теплоперепадов между отдельными ступенями, запишем приближенно (для идеального газа) теплоперепад произвольной ступени:

$$H_0 = \frac{\varkappa}{\varkappa-1}p_Iv_I\left[1-(p_{II}/p_I)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right], \qquad (5.20)$$

где $p_I=p_{0II}$ — давление перед ступенью; $v_I=v_{0II}$ — удельный объем; $p_{II}=p_{2I}$ — конечное давление.

В свою очередь давления p_I и p_{II} можно выразить через относительный расход пара G_I/G_0 и параметры p_{I0}, p_{II0}, которые отвечают расчетному режиму работы ступени.

В том случае, когда рассматриваемая или одна из последующих ступеней турбины работает с критическими скоростями (это характерно для конденсационных турбин), давления пропорциональны расходам пара $\left(p_I=\frac{G_I}{G_0}p_{I0},\ p_{II}=\frac{G_I}{G_0}p_{II0}\right)$ отношение $p_{II}/p_I=p_{II0}/p_{I0}$ не зависит от пропуска пара. Теплоперепад ступени

$$H_{0I} = \frac{\varkappa}{\varkappa-1}p_Iv_I\left[1-(p_{II0}/p_{I0})^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right] =$$

$$=\text{const}\cdot p_Iv_I \qquad (5.21)$$

изменяется лишь в той степени, в какой меняется произведение p_Iv_I перед ступенью. Как будет показано ниже, в большинстве случаев это произведение сохраняется постоянным или меняется незначительно. Поэтому практически можно считать, что *для промежуточных ступеней,* после которых имеются ступени, работающие с критическими скоростями, а также для промежуточных ступеней конденсационных турбин *теплоперепады не зависят от расхода пара.* При постоянном теплоперепаде и n=const КПД ступени также сохраняется постоянным, так как отношение $u/c_ф$ в турбине, работающей при всех нагрузках с одинаковой частотой вращения, не меняется.

Относительные величины дополнительных потерь (кроме потерь от влажности) также сохраняются почти неизменными.

Таким образом, мощность, развиваемая большинством ступеней конденсационных турбин,

$$P_i^{п.д} = G_IH_{0I}\eta_{oi}^{п} = \text{const}\cdot G_I, \qquad (5.22)$$

т. е. прямо пропорциональна расходу пара.

В турбине с противодавлением согласно формуле (5.18) изменение расхода пара G или конечного давления p_z больше всего будет сказываться на теплоперепаде последней ступени. То же относится и к конденсационной турбине, в которой кроме регулирующей ступени при сопловом парораспределении (см. ниже § 5.3) даже значительные изменения режима G=var, $p_к$=var будут сказываться практически только на теплоперепаде последней ступени .

В заключение отметим, что все формулы этого параграфа, рассматривающие взаимозависимость расхода и параметров пара, выведены в предположении, что в рассматриваемой группе ступеней проходные площади не менялись. Эти формулы неприменимы, например, для расчета группы ступеней, в которых имеется отбор пара, включенный при одном и отключенный при другом режиме; при расчете нельзя объединять регулирующую ступень и последующие ступени турбины (кроме режима только одного открытого клапана), так как в регулирующей ступени меняется степень парциальности и, следовательно, проходная площадь.

5.3. ТЕПЛОВОЙ ПРОЦЕСС В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РАСХОДЕ ПАРА И РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМАХ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

При фиксированных начальных параметрах расход пара через турбину определяется открытием клапанов парораспределения, ко-

торое может быть выполнено по одному из следующих способов:

1) если все количество пара, подводимого к турбине, дросселируется одним или несколькими клапанами, после которых пар направляется к общей сопловой группе, то такая система парораспределения называется дроссельной;

2) если пар протекает через несколько последовательно открывающихся регулирующих клапанов, каждый из которых подводит пар к самостоятельному сегменту сопл, то парораспределение называется сопловым;

3) если после открытия полного подвода пара к сопловой решетке первой ступени для дальнейшего увеличения пропуска пар начинает подводиться к одной из промежуточных ступеней, в обход первой или нескольких первых ступеней, то парораспределение называется обводным [33, 47].

Расход пара через турбину можно регулировать и при неизменном положении регулирующих клапанов изменением давления свежего пара. Такой способ изменения расхода пара называется способом скользящего давления.

Дроссельное парораспределение

При дроссельном парораспределении весь пар, подводимый к турбине, при частичных нагрузках подвергается дросселированию. При очень малой скорости пара на входе в первую ступень энтальпия пара перед ней h_0 остается неизменной, т. е. $h_0=h_{00}=$ $=\text{const}$. Если предположить, что при расчетном режиме, когда дроссельный клапан полностью открыт, процесс расширения пара в

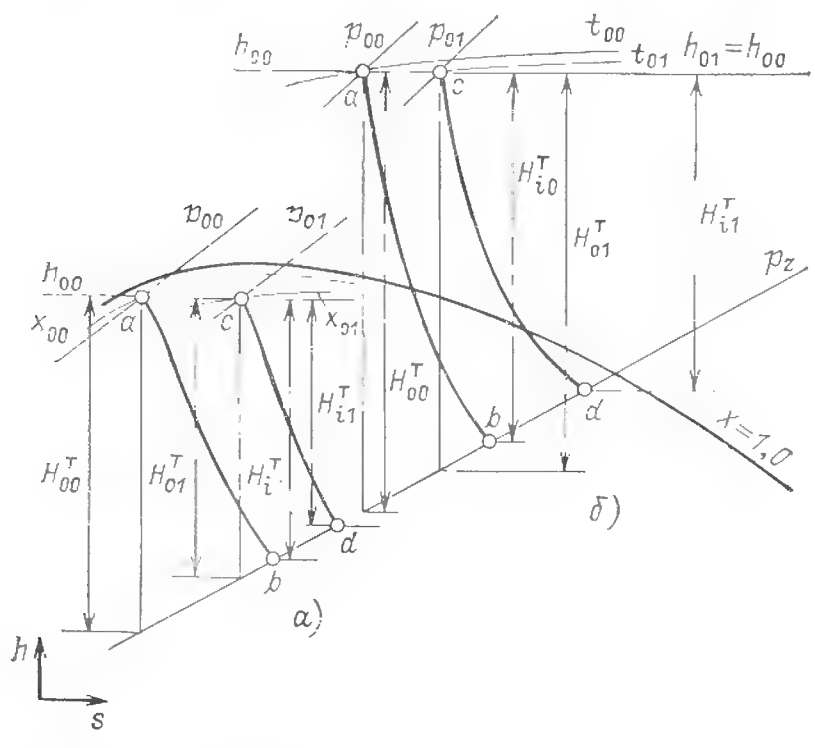


Рис. 5.7. Дроссельное парораспределение:
а — в турбине насыщенного пара; *б* — в турбине перегретого пара

турбине изображается линией *ab* в *h*, *s*-диаграмме (рис. 5.7), то при уменьшении пропуска пара через турбину давление пара перед ступенью понижается, причем пар сохраняет постоянную энтальпию. При уменьшенном расходе пара располагаемый теплоперепад проточной части турбины составит величину $H_{01}^{т}$, меньшую, чем $H_{00}^{т}$, которая соответствовала режиму при полностью открытом клапане, а процесс расширения пара изобразится линией *cd*.

Если при изменении расхода пара через турбину ни в одной из ступеней не возникнет критического режима, то, поскольку проходные сечения в ступенях турбины остаются неизменными, давление за дроссельным клапаном может быть найдено по уравнению (5.18). В том случае, когда режим остается критическим, для определения давления за дроссельным клапаном можно воспользоваться уравнениями (5.17), пригодным также и для конденсационной турбины (5.17а).

Если на входе в турбину пар перегретый, то при дросселировании его температура будет снижаться мало (рис. 5.7,*б*) и во многих расчетах можно принять $\sqrt{(p_0v_0)_0/(p_0v_0)}\approx 1$ и $\sqrt{T_{00}/T_0}\approx 1$. Если на входе в турбину пар влажный, то при дросселировании произведение pv возрастает до тех пор, пока процесс дросселирования идет (рис. 5.7,*а*) ниже пограничной кривой $x=1{,}0$, т. е. для турбины насыщенного пара при $p_{00}>3$ МПа. Степень сухости на входе в первую ступень x_0 при этом может как возрасти, так и уменьшиться. Важной *особенностью влажного пара является заметное снижение его температуры при дросселировании вслед за уменьшением давления*. Так, например, для перегретого пара при начальных параметрах $p_{00}=13$ МПа, $t_{00}=$ $=540\,°C$ снижение расхода вдвое приведет к снижению температуры на $\Delta T_0=0{,}036T_{00}$, а при аналогичном изменении расхода для турбины влажного пара с начальным давлением $p_0=6$ МПа температура понизится на $\Delta T_0=$ $=0{,}077T_{00}$.

Относительный внутренний КПД всей турбины при измененном пропуске пара выражается отношением $(\eta_{oi}^{т})_1=H_{i1}^{т}/H_{00}^{т}$ (рис. 5.7). Умножая числитель и знаменатель в выражении для η_{oi} на располагаемый теплоперепад $H_{01}^{т}$, взятый по состоянию пара за дроссельным клапаном, представим $\eta_{oi}^{т}$ в таком виде:

$$(\eta_{oi}^{т})_1=\frac{H_{i1}^{т}}{H_{01}^{т}}\,\frac{H_{01}^{т}}{H_{00}^{т}}=(\eta_{oi})_1\,\gamma_{др}. \qquad (5.23)$$

Таким образом, при дроссельном парораспределении $\eta_{oi}^{т}$ можно представить как

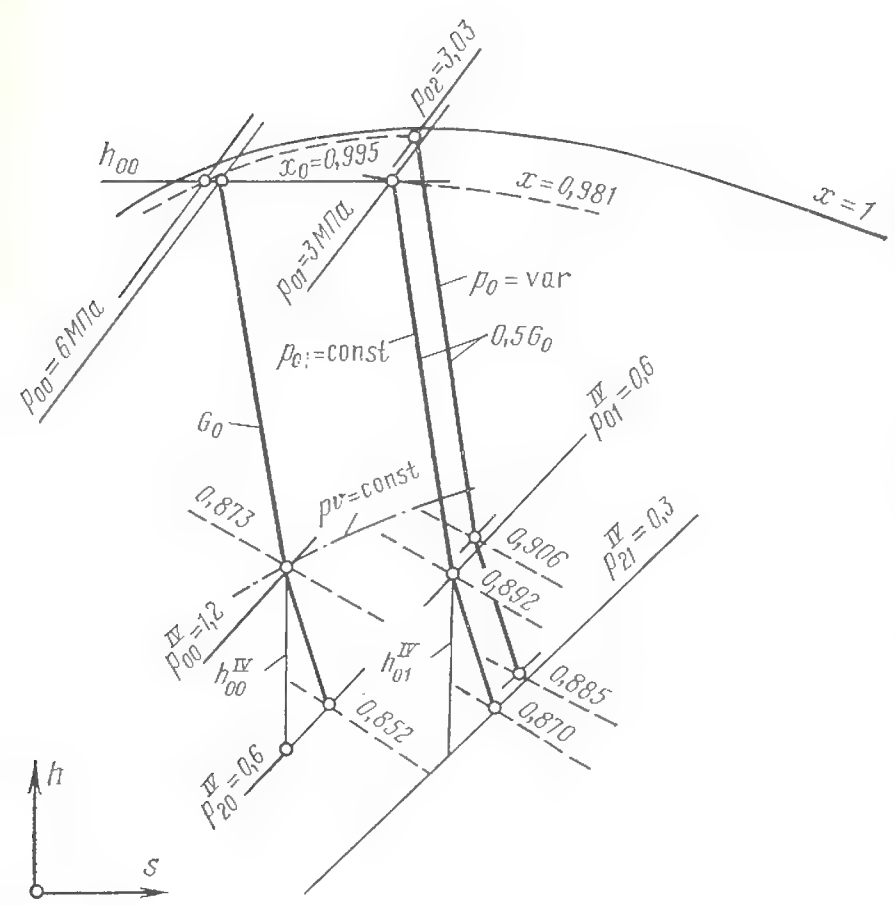


Рис. 5.8. Изменение параметров пара в ЦВД турбины насыщенного пара в h, s-диаграмме: при номинальном расходе пара G_0, при расходе пара $0,5G_0$ в случае дросселирования пара в регулирующем клапане и при скользящем давлении. Отдельно выделена ступень IV

произведение двух коэффициентов. Коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$ показывает, какую долю располагаемого теплоперепада турбины составляет располагаемый теплоперепад $H_{0i}^{т}$ ее проточной части при дросселировании пара в регулирующем клапане. Коэффициент дросселирования $\gamma_{др}$ не зависит от конструкции проточной части и определяется только относительным количеством протекающего через турбину пара и исходными параметрами пара p_{00}, v_{00}, p_z.

Коэффициент полезного действия $(\eta_{oi})_1$ представляет собой отношение использованного теплоперепада к располагаемому теплоперепаду проточной части и показывает степень совершенства ее работы при изменяющемся в результате дросселирования располагаемом теплоперепаде.

Закон изменения $(\eta_{oi})_1$ в зависимости от располагаемого теплоперепада проточной части может быть найден на основании детального теплового расчета турбины при переменном режиме. Однако в большинстве случаев для выяснения закона изменения $(\eta_{oi})_1$ от G можно воспользоваться следующими общими соображениями. Как показано в предыдущем параграфе, изменение расхода пара и конечного давления вызывает наиболее резкие изменения располагаемого теплоперепада последних ступеней турбины, а следовательно, и их КПД. Теплоперепады и КПД предшествующих им ступеней (при работе их перегретым паром) в широких пределах изменения режима работы практически сохраняются постоянными. В первом приближении при переменном режиме работы (n=const) можно допустить, что изменение КПД происходит лишь в последней ступени турбины.

При работе ступеней влажным паром меняются степени сухости и тем самым КПД ступеней и всей проточной части. Это изменение можно найти, построив процесс расширения пара от ступени к ступени и оценив потери от влажности по формулам § 3.5.

На рис. 5.8 показан процесс расширения пара в ЦВД мощной конденсационной турбины при p_{00}=6,00 МПа и x_{00}=0,995. При уменьшении расхода пара вдвое (G_1/G_0=0,5) сухость пара на входе в первую ступень составит x_{01}=0,981, и по (5.19) находим, что $p_{01}/p_{00}=0,999G_1/G_0$, т. е. давление меняется практически пропорционально расходу пара. Располагаемый теплоперепад ступеней (проточной части) ЦВД изменится при этом на 0,5%, что почти не скажется на их $u/c_ф$ и $\eta_{oi}^{п.л}$. Однако средняя влажность $0,5\,(y_0+y_z^{ЦВД})$ при этом уменьшится на 0,2%, что означает уменьшение потерь от влажности и соответствующее повышение $\eta_{oi}^{ЦВД}$.

Пример 5.1. Рассчитать переменный режим работы турбины насыщенного пара К-1000-60/3000 при дроссельном парораспределении и уменьшении расхода пара до G/G_0=0,6.

Рассчитывается турбина (табл. 5.1), все данные по номинальному режиму которой приведены в примере § 4.5.

При расчете принято, что энтальпия $h_{пп}$ не меняется в зависимости от режима, все отборы пара пропорциональны общему расходу пара на турбину, включая отбор на турбопривод, все относительные потери в трактах не меняются. При изменении располагаемого теплоперепада некоторых ступеней их КПД при работе на перегретом паре подсчитывался по формуле (5.16).

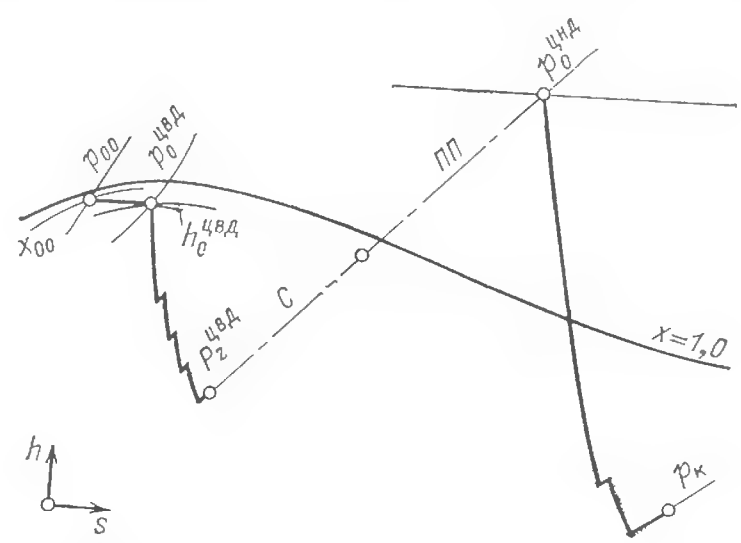


Рис. 5.9 Процесс расширения пара в турбине К-1000-60/3000 при $G=0,6G_0$ (к примеру 5.1)

Таблица 5.1. **Расчет переменного режима турбины К-1000-60/3000 (см. § 4.5) при уменьшении расхода пара $G/G_0=0{,}6$**

Наименование	№ ступени									
	ЦВД					ЦНД				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расчетный режим:										
$\eta_{oi}^{п.п}$	0,836	0,853	0,845	0,847	0,853	0,846	0,864	0,865	0,844	0,685
$\xi_{вл}$	0,021	0,048	0,065	0,078	0,087	0	0	0,034	0,048	0,069
η_{oi}	0,815	0,815	0,780	0,769	0,766	0,846	0,864	0,831	0,796	0,616
Изменение теплоперепада $\overline{H}_{oi}/\overline{H}_{oo}$	1,017	1,011	1,004	0,996	0,987	1,001	1,000	1,000	0,934	0,660
Изменение $u/c_ф$	0,992	0,995	0,998	1,002	1,007	1,000	1,000	1,000	1,034	1,231
Изменение $\overline{\eta}_{oi}^{п.п}$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,998	0,950
КПД $\eta_{oi}^{п.п}$	0,836	0,853	0,845	0,847	0,853	0,846	0,864	0,865	0,842	0,650
Сухость перед ступенью x_0	0,986	0,949	0,925	0,908	0,899	п.п	п.п	п.п	0,969	0,932
Сухость за ступенью x_{2t}	0,943	0,916	0,895	0,881	0,875	п.п	п.п	0,960	0,921	0,880
Потери $\xi_{вл}$	0,021	0,039	0,057	0,072	0,080	0	0	0,034	0,040	0,064
Коэффициент полезного действия η_{oi}	0,815	0,814	0,788	0,775	0,773	0,846	0,864	0,831	0,802	0,586
Использованный теплоперепад H_i, кДж/кг	65,1	66,7	66,1	66,0	66,4	122,7	127,8	125,4	119,9	73,9
Мощность P_i, кВт	29 640	30 390	28 280	27 050	25 690	9360	9750	9130	8330	4880
Мощность одного потока, кВт	141 050					41 450				

Потери от влажности для всех ступеней ЦВД (кроме первой) и последних ступеней ЦНД учитывались, как и при номинальном режиме (см. табл. 4.3), по формуле (3.84), а для первой ступени ЦВД и той ступени ЦНД, процесс расширения в которой при данном режиме пересекает линию насыщения $x=1{,}0$ — по формуле (3.85). Процесс расширения в h, s-диаграмме представлен на рис. 5.9.

В тех случаях, когда не требуется большая точность и достаточна оценка изменения КПД и мощности по цилиндрам турбины, расчет переменного режима работы турбины может быть существенно упрощен. Методика такого упрощенного расчета излагается ниже и иллюстрируется примером 5.2.

Методика упрощенного расчета переменного режима работы турбины

1. По формулам § 5.2 определяются давления пара и располагаемые теплоперепады проточных частей ЦВД и ЦНД $H_0^{ЦВД}$ и $H_0^{ЦНД}$.

2. Для всего ЦВД и ЦНД подсчитываются при номинальном и переменном режимах по формуле (4.26) общий (на весь цилиндр) коэффициент $k_{вл}$ и потери от влажности $\xi_{вл}^{ЦВД}$ и $\xi_{вл}^{ЦНД}$.

3. Для всего ЦВД и ЦНД определяется изменение среднего отношения скоростей

$$(\overline{u/c_ф})_{ср}=(\overline{x}_ф)_{ср}=\sqrt{H_{00}/H_0} \qquad (5.24)$$

и по формуле (5.16) — изменение КПД (на перегретом паре) соответствующей проточной части. Здесь под $\overline{\eta}_{oi}^{п.п}$ понимается отношение КПД при новом и расчетном режимах.

4. Изменение мощностей ЦВД и ЦНД P_i вычисляется по формуле

$$\frac{P_i}{P_{i0}}=\frac{G}{G_0}\,\frac{H_0}{H_{00}}\,\overline{\eta}_{oi}^{п.п}\,\frac{1-\xi_{вл}}{1-(\xi_{вл})_0}=$$
$$=\overline{G}\,\frac{H_0}{H_{00}}\,\overline{\eta}_{oi}^{п.п}\,\overline{k}_{вл}. \qquad (5.25)$$

Пример 5.2. Для условий примера 5.1 определить мощность турбины по упрощенным формулам.

Давление пара перед первой ступенью ЦВД

$$p_0=p_{00}\,\frac{G}{G_0}\sqrt{\frac{(pv'')_0}{(pv'')_{00}}}\,\frac{x_0}{x_{00}}\approx$$
$$\approx p_{00}\,\frac{G}{G_0}=5{,}76\cdot 0{,}6=3{,}456\ \text{МПа}$$

и за последней ступенью ЦВД (после уточнения pv несколькими итерациями)

$$p_z=p_{z0}\,\frac{G}{G_0}\sqrt{\frac{(pv)_z}{(pv)_{z0}}}\approx p_{z0}\,\frac{G}{G_0}=0{,}594\cdot 0{,}6=$$
$$=0{,}3564\ \text{МПа}.$$

Тогда отношение располагаемых теплоперепадов $(H_{0i}/H_{00})^{ЦВД}=1{,}004$, и, очевидно, что $\overline{\eta}_{oi}^{п.п}=1{,}000$.

Степень сухости перед первой ступенью уменьшилась на $\Delta x_0=0{,}007$, а за последней ступенью увеличилась на $\Delta x_z=0{,}013$. Тогда по формуле (4.26), принимая и в расчетном, и в новом режимах $\gamma_{в.у}=0{,}1$, получаем

$k_{вл0}=0{,}9384$ и $k_{вл}=0{,}9408$. Следовательно, мощность ЧВД по отношению к номинальной составит:

$$\overline{P}_i^{ЧВД}=\overline{G}_0\frac{H_0}{H_{00}}\overline{\eta}_{oi}^{п.п}\frac{k_{вл}}{k_{вл0}}=$$

$$=0{,}6\cdot1{,}004\cdot1{,}000\frac{0{,}9408}{0{,}9384}=0{,}6039.$$

Таким образом, $P_i^{ЧВД}=0{,}6039\cdot232\,770=140\,570$ кВт, что на 0,3 % меньше, чем по точному расчету, проведенному в примере 5.1.

Аналогично подсчитываем для ЦНД.

Давление пара перед первой ступенью

$$p_0^{ЦНД}=p_{00}^{ЦНД}\overline{G}\sqrt{\frac{(pv)_0}{(pv)_{00}}}\approx p_{00}^{ЦНД}\overline{G}=0{,}550\cdot0{,}6=$$

$$=0{,}330\ \text{МПа}.$$

Приняв давление за ЦНД $p_2=0{,}005$ МПа=const, получим при $h_0^{ЦНД}$=const изменение располагаемого теплоперепада ЦНД $H_0^{ЦНД}/H_{00}^{ЦНД}=0{,}9408$. Отсюда находим $(\overline{x}_ф)_{ср}=(0{,}9408)^{-1/2}=1{,}031$ и по (5.16) $\overline{\eta}_{oi}^{п.п}=$ $=0{,}9988$. С учетом изменения конечной влажности и доли теплоперепада ниже линии насыщения находим коэффициент $k_{вл}$ по формуле (4.26):

$$k_{вл\,0}=0{,}9692 \text{ и } k_{вл}=0{,}9778.$$

Следовательно, мощность ЦНД по сравнению с номинальным режимом составит:

$$\overline{P}_i=\overline{G}\frac{H_0}{H_{00}}\overline{\eta}_{oi}^{п.п}\frac{k_{вл}}{k_{вл.0}}=$$

$$=0{,}6\cdot0{,}9408\cdot0{,}9988\frac{0{,}9778}{0{,}9692}=0{,}5688.$$

Таким образом, $P_i^{ЦНД}=0{,}5688\cdot74\,760=42\,520$ кВт, что на 2,6 % выше, чем по расчету, представленному в табл. 5.1. Суммарная внутренняя мощность турбины оказалась выше на 1,2 %, чем по расчету согласно табл. 5.1.

Сопловое парораспределение

При сопловом парораспределении количество поступающего в турбину пара регулируется последовательным открытием нескольких клапанов, называемых регулирующими. После каждого клапана пар направляется к самостоятельному сегменту сопл (рис. 5.10,*а*). Конструктивное выполнение соплового парораспределения показано на рис. 5.10,*б* и 6.14.

Таким образом, при сопловом парораспределении потери от дросселирования пара при уменьшенном пропуске через турбину распространяются не на все количество пара, а только на ту его часть, которая протекает через частично открытый клапан. Поэтому экономичность турбины с сопловым парораспределением при изменении пропуска пара сохраняется более устойчиво, чем турбины с дроссельным парораспределением.

В системе регулирующих клапанов и первой, регулирующей ступени следует различать два потока пара.

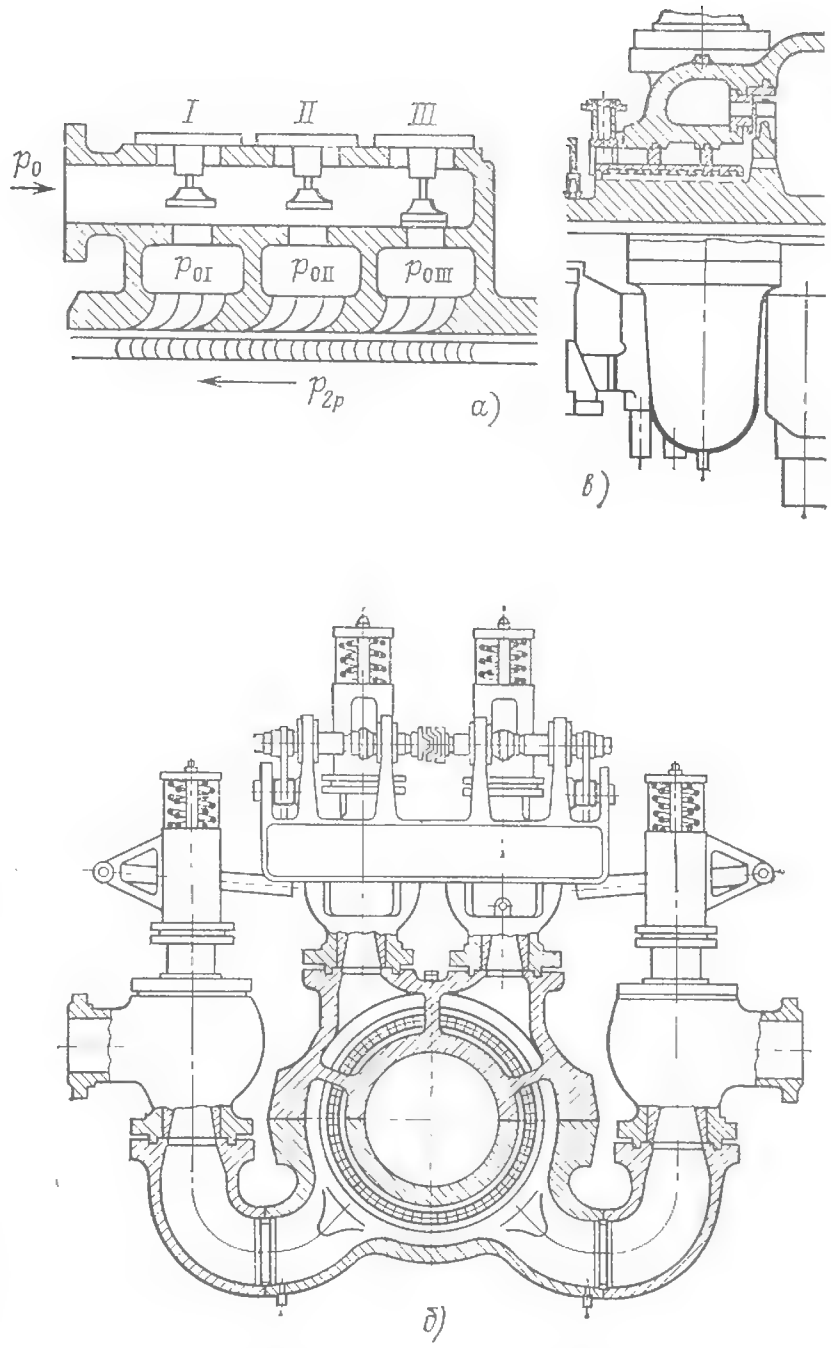
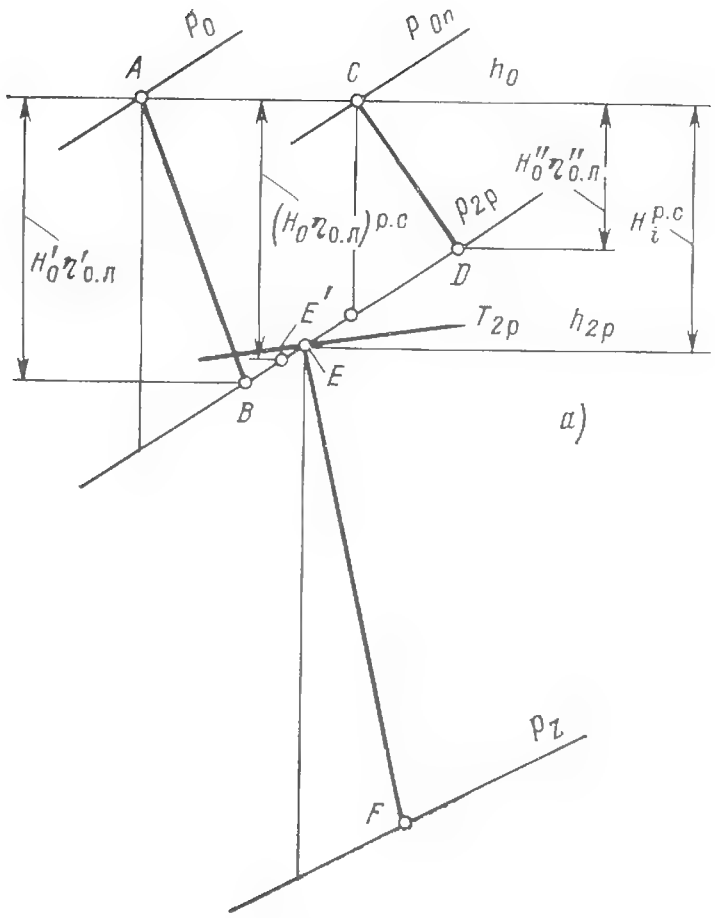


Рис. 5.10. Сопловое парораспределение:
а — схема подвода пара; *б* — поперечный разрез по паровпуску; *в* — регулирующая ступень

Первый поток пара, протекающий через полностью открытые клапаны, подходит к сегментам сопл регулирующей ступени без дросселирования с начальным давлением, равным давлению свежего пара p_0 (если не считать некоторой потери давления в подводящих органах турбины: в стопорном клапане, в паровом сите, в полностью открытых регулирующих клапанах и др.). Второй поток пара проходит через частично открытый клапан и подвергается дросселированию, так что давление p_{0n} перед соплами в общем случае ниже давления свежего пара.

Каждый из этих потоков пара на выходе из сопловой решетки имеет свою скорость c_1 и поступает в рабочую решетку регулирующей ступени со своей скоростью ω_1. В довольно большой камере регулирующей ступени (за ее рабочим колесом) происходит перемешивание обоих потоков пара, после чего пар направляется в последующие ступени турбины. Про-



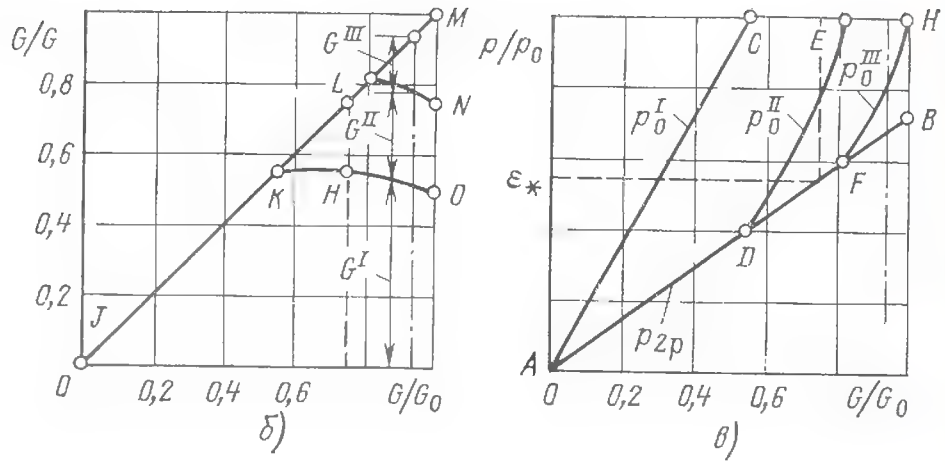


Рис. 5.11. Изменение параметров пара при переменном режиме и сопловом парораспределении:

а – процесс расширения пара в регулирующей ступени и смешение потоков за ней; *б* – распределение расходов пара по клапанам; *в* — распределение давлений пара по клапанам; $h_{2p}=h_{р.ст}$, $p_{2p}=p_{р.ст}$

цесс расширения пара для обоих потоков в пределах регулирующей ступени представлен в *h*, *s*-диаграмме на рис. 5.11,*а*. В результате смешения обоих потоков энтальпия смеси составит $h_{р.ст}$.

Таким образом, в турбине с сопловым парораспределением распределение давлений пара при изменении его пропуска через турбину и распределение теплоперепадов должны рассматриваться отдельно для указанных выше двух потоков пара в пределах регулирующей ступени и отдельно для всех остальных нерегулируемых ступеней.

Распределение давлений и теплоперепадов в нерегулируемых ступенях турбины находится на основании формул (5.17)—(5.19). Если известны расчетный пропуск пара через турбину и соответствующие ему давления в промежуточных нерегулируемых ступенях, то при неизменном давлении пара за турбиной и произвольном пропуске пара давление $p_{р.ст}$ в камере регулирующей ступени найдется по этим уравнениям. Далее можно определить распределение потоков пара между отдельными сегментами сопл и изменение давлений пара за регулирующими клапанами. Если отношение давлений $(p_{р.ст})_0/p_{00}$ при расчетном режиме турбины меньше критического, то понижение давления в камере регулирующей ступени, вызванное уменьшением пропуска пара через турбину, не приведет к изменению пропуска пара через полностью открытые клапаны. Если же при расчетном режиме отношение давлений $(p_{р.ст})_0/p_{00}>\varepsilon_*$, т. е. выше критического, то понижение давления в камере регулирующей ступени вызовет увеличение пропуска пара через эти сегменты сопл. Произведя расчет при различных расходах пара через турбину, можно построить диаграмму распределения пропусков пара между отдельными группами сопл. Такая диаграмма показана для конденсационной турбины на рис. 5.11,*б*.

Изменение давлений за регулирующими клапанами в зависимости от расхода пара через турбину показано на рис. 5.11,*в*. Видно, что при изменении пропуска пара через турбину располагаемый теплоперепад регулирующей ступени изменяется в широких пределах. Давление перед полностью открытыми сегментами сопл сохраняется постоянным, в то время как давление в камере регулирующей ступени с уменьшением расхода пара понижается, при этом располагаемый теплоперепад для потока пара, протекающего через полностью открытые клапаны, возрастает по мере уменьшения пропуска пара. Наибольший теплоперепад регулирующей ступени соответствует режиму, когда в работе остается лишь первый регулирующий клапан.

Регулирование мощности турбины способом скользящего давления

Поскольку энергетические блоки электростанций работают не только при номинальной мощности, то, очевидно, что изменение нагрузки не должно приводить к снижению надежности оборудования и осуществляться с возможно меньшим по сравнению с номинальным режимом ухудшением показателей экономичности.

При изменении мощности турбины регулирующими клапанами, как это рассмотрено выше, паропроводы

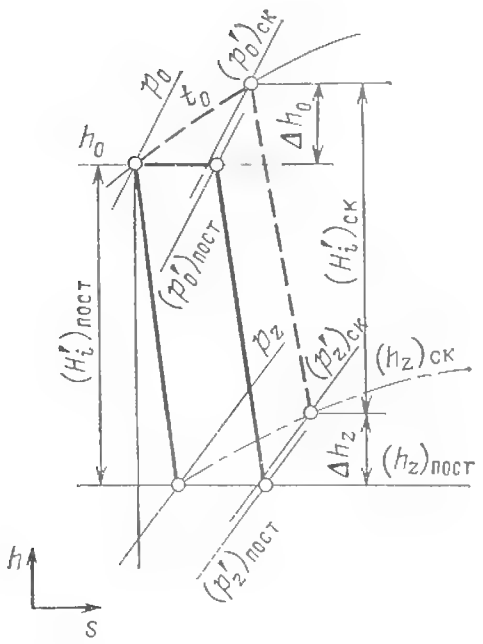


Рис. 5.12. Процесс расширения пара в ЦВД турбины перегретого пара при частичной нагрузке при дроссельном парораспределении (сплошная линия) и скользящем давлении (штриховая линия)

свежего пара находятся под действием номинального начального давления. На ТЭС при регулировании мощности турбины расходом пара от котла, когда положение клапанов турбины зафиксировано, каждому значению расхода пара соответствует примерно пропорционально изменяющееся начальное давление. Работа при пониженном (скользящем) давлении повышает долговечность поверхностей нагрева и паропроводов, идущих к турбине. Поскольку начальное давление пара меняется (скользит) соответственно нагрузке, а начальная температура пара поддерживается постоянной, то неизменной оказывается и температура большинства ответственных элементов турбины. Благодаря этому при скользящем давлении повышается надежность турбины, появляется возможность более быстро менять нагрузку.

Рассмотрим, как меняется экономичность энергоблока ТЭС при переходе от регулирования нагрузки клапанами турбины (при постоянном давлении p_0=const) к регулированию на скользящем давлении p_0=var.

На рис. 5.12 изображен в h, s-диаграмме процесс расширения пара в части высокого давления конденсационной турбины ТЭС с промежуточным перегревом пара при дроссельном парораспределении для двух случаев (при расходах пара G_0 и $G_1=0{,}5G_0$). В ЦСД и ЦНД параметры пара после промежуточного перегрева не будут зависеть от способа регулирования расхода пара в турбину и, следовательно,

$$H_{i\,ск}^{ЦСД+ЦНД} = H_{i\,пост}^{ЦСД+ЦНД}.$$

При уменьшении расхода пара в ЦВД давление пара перед первой ступенью $p'_{0ск}$ оказывается несколько большим, чем при постоянном давлении $p'_{0пост}$.

В связи с этим и, главное, в связи с более высокой температурой пара перед первой ступенью располагаемый теплоперепад проточной части ЦВД при скользящем давлении будет несколько больше, чем при постоянном давлении. Такое же соотношение сохранится и для использованных теплоперепадов:

$$H_{i\,ск}^{ЦВД} > H_{i\,пост}^{ЦВД}.$$

Следовательно (рис. 5.12), $(\Delta h_0 - \Delta h_z^{ЦВД})_{ск} > 0$ и КПД всей турбоустановки для постоянного начального давления

$$\eta_i^{пост} = \frac{h_0 - h_z^{ЦВД} + H_i^{ЦСД+ЦНД}}{h_0 - h_{п.в} + h_{п.п} - h_z^{ЦВД}} \qquad (5.26)$$

будет ниже, чем для скользящего давления:

$$\eta_i^{ск} = \frac{h_0 - h_z^{ЦВД} + (\Delta h_0 - \Delta h_z^{ЦВД})_{ск} + H_i^{ЦСД+ЦНД}}{h_0 - h_{п.в} + h_{п.п} - h_z^{ЦВД} + (\Delta h_0 - \Delta h_z^{ЦВД})_{ск}}. \qquad (5.27)$$

Все сказанное выше относится к энергоблокам ТЭС и АЭС при перегретом паре на входе в турбину.

Дополнительный выигрыш в экономичности достигается при работе со скользящим давлением при уменьшении мощности питательного насоса в соответствии с уменьшением нагрузки котла и давления питательной воды изменением частоты вращения и мощности паровой турбины, служащей для привода питательного насоса.

Регулирование мощности турбин насыщенного пара способом скользящего давления

Способ регулирования нагрузки турбин АЭС описан в [23]. В настоящее время ЛПИ получен опыт работы при скользящем давлении на действующих АЭС. Не рассматривая особенностей изменения режима всего оборудования АЭС, оговорим особенности, относящиеся к разным типам АЭС.

На АЭС с одноконтурными схемами и реакторами РБМК основные преимущества скользящего давления связаны с работой собственно турбоустановки и ГЦН. На АЭС с двухконтурными схемами и реакторами ВВЭР изменение давления p_0 перед турбиной действует на мощность турбины и реактора в противоположном направлении [11, 12]. При неизменном положении регулирующих клапанов турбины снижение давления p_0 приводит к тому, что тепловая мощность реактора $P_{тепл}$, уменьшающаяся по мере выгорания ядерного горючего, понижается в меньшей степени, чем при работе с p_0=const. Поэтому возрастает кампания между загрузками топлива (например, на Кольской АЭС — на 115 календарных суток) и увеличивается годовой коэффициент использования мощности, что особенно важно для АЭС с относительно высокой стоимостью установленного киловатта.

Другим преимуществом работы на скользящем давлении АЭС с реакторами ВВЭР оказывается возможность в некоторые периоды несколько повышать по сравнению с номинальной максимальную величину $P_{тепл}$ и тем самым максимальную электрическую мощность блока $P_э^{макс}$.

При использовании скользящего давления при частичной нагрузке турбины выигрыш в экономичности для турбин перегретого пара, как показано выше, определяется увеличением располагаемого теплоперепада ЦВД. Коэффициент полезного действия ЦВД остается таким же, как и при дроссельном парораспределении. В турбинах насыщенного пара скользящее давление (см. рис. 5.8) означает при частичной нагрузке y_0=const. При этом располагаемый теплоперепад ЦВД также возрастает, однако в меньшей степени. Но поскольку по сравнению с дроссельным парораспределением уменьшается и начальная, и конечная (за ЦВД) влажность, то, следовательно, снижаются потери от влажности и несколько возрастает КПД проточной части ЦВД. В примере, показанном на рис. 5.8, при $G=0{,}5G_0$ начальная влажность при скользящем давлении уменьшается с 1,9 до 0,5 %, а конечная — с 13 до 11,5 %.

Соответственно уменьшение влажности за ЦВД означает уменьшение отсепарированной влаги во внешнем сепараторе, т. е. увеличение фактического массового расхода пара, проходящего через ЦНД. Поскольку в турбинах насыщенного пара греющим паром в промперегревателе СПП является свежий пар, то при регулировании скользящим давлением будут изменяться количество этого греющего пара (уменьшаться примерно пропорциональ-

по общему расходу пара), его температура и, следовательно, температура пара $t_{пп}$ после СПП.

Влияние температуры промперегрева на КПД турбоустановки, как было показано в гл. 1, неоднозначно: с одной стороны, при уменьшении расхода греющего пара термический КПД увеличивается, с другой стороны, при снижении температуры $t_{пп}$ увеличивается влажность в последних ступенях ЦНД и понижается КПД, при этом общий эффект определяется многими режимными и геометрическими параметрами турбины и всей турбоустановки.

Сравнивая работу турбины при постоянном и скользящем давлении, отметим, что преимущества в маневренности, которые при скользящем давлении имеются в турбинах ТЭС, в турбинах насыщенного пара отсутствуют, так как температура деталей при пониженных нагрузках не остается неизменной, а следует за давлением пара, меняющимся практически пропорционально расходу пара.

5.4. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ СВЕЖЕГО ПАРА И ДАВЛЕНИЯ В КОНДЕНСАТОРЕ НА МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТУРБИНЫ

Во время работы турбины и всей турбоустановки по тем или иным причинам не соблюдаются расчетные параметры свежего пара, промежуточного перегрева, давления в конденсаторе, встречаются те или иные изменения в тепловой схеме. Влияние всех этих изменений на работу, в том числе на экономичность турбоустановки, частично рассмотрено в § 10.3 и 10.5, более подробно об этом см. в [33].

Ниже анализируется влияние отклонений параметров пара на мощность и экономичность собственно турбины. Отклонение параметров свежего пара рассматривается раздельно для турбин перегретого и насыщенного пара в предположении неизменности остальных параметров.

Отклонение от номинального значения начального давления пара

Отклонение начального давления происходит при изменении условий работы паропроизводящего устройства, например котла на ТЭС, или изменении сопротивления тракта от котла до турбины. Записав (для простоты рассмотрения не учитывая отборы пара) внутреннюю мощность турбины в виде

$$P_i = GH_0^{т}\eta_{oi}, \qquad (5.28)$$

при небольших отклонениях Δp_0 от номинального значения получим

$$\Delta P_i = H_0^{т}\eta_{oi}\frac{\partial G}{\partial p_0}\Delta p_0 + G\eta_{oi}\frac{\partial H_0^{т}}{\partial p_0}\Delta p_0 + GH_0^{т}\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0}\Delta p_0. \qquad (5.29)$$

Здесь первое слагаемое учитывает влияние изменения расхода пара, определяемое пропускной способностью проточной части турбины при полностью открытых регулирующих клапанах, второе — изменения теплоперепада, третье — изменения η_{oi}.

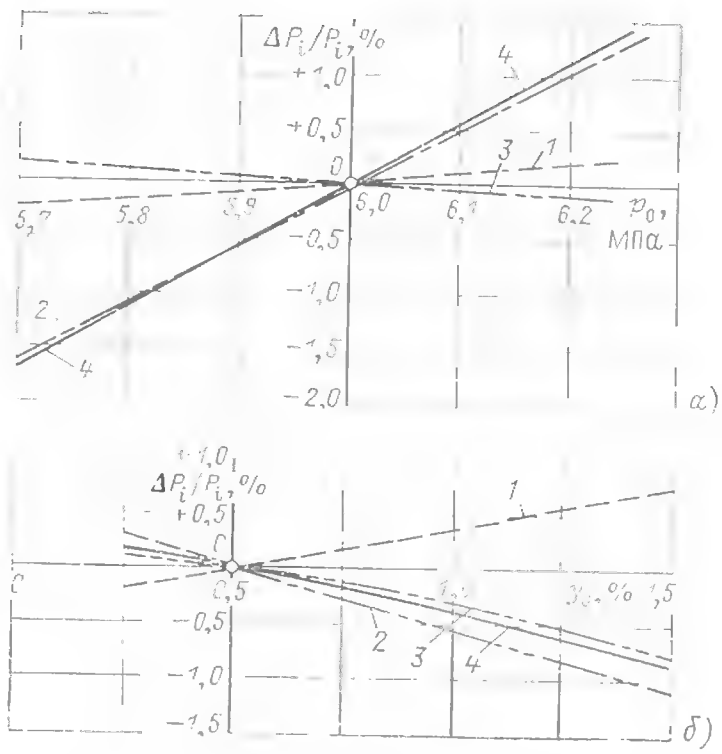


Рис. 5.13. Влияние изменения параметров свежего пара на мощность ЦВД турбины насыщенного пара при p_z=const:

а — переменное начальное давление p_0=var; p_{00}=6,00 МПа, СПП, p_z=0,5 МПа; *б* — переменная начальная влажность y_0=var; y_{00}=0,005, p_0=4,0 МПа, p_z=0,3 МПа; *1* — влияние изменения расхода пара; *2* — влияние изменения располагаемого теплоперепада; *3* — КПД; *4* — приращение мощности

Преобразовав выражение (5.29) и приняв для конденсационной турбины согласно (5.17а) $\partial G/\partial p_0 = G/p_0$, получим

$$\frac{\Delta P_i}{P_{i0}} = \left[1 + \frac{p_{00}}{H_0^{т}}\frac{\partial H_0^{т}}{\partial p_0} + \frac{p_{00}}{(\eta_{oi})_0}\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial p_0}\right]\frac{\Delta p_0}{p_{00}}. \qquad (5.30)$$

С повышением давления p_0 располагаемый теплоперепад турбины для перегретого пара растет.

Изменение КПД с изменением начального давления определяется практически только изменением потерь от влажности. Если весь процесс расширения пара или значительная его часть проходит ниже линии насыщения x=1,0, то при неизменной начальной влажности y_0=const или начальной температуре T_0=const (для перегретого пара) увеличение p_0 означает снижение КПД η_{oi} в связи с увеличением средней влажности пара.

На рис. 5.13,*а* в качестве примера показано изменение мощности ЦВД турбины насыщенного пара при p_{00}=6,0 МПа и $p_z^{ЦВД}$ = =0,5 МПа=const.

Для турбин как перегретого, так и насыщенного пара повышение начального давления при соответствующем увеличении расхода пара ведет к повышению мощности турбины.

Отклонение от номинального значения начальной температуры турбин перегретого пара

Для этого случая из формулы (5.28) получим

$$\frac{\Delta P_i}{P_{i0}}=\left[\frac{T_{00}}{G_{00}}\frac{\partial G}{\partial T_0}+\frac{T_{00}}{H_0^{\text{ЦВД}}}\frac{\partial H_0^{\text{ЦВД}}}{\partial T_0}+\right.$$

$$\left.+\frac{T_{00}}{(\eta_{oi})_0}\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial T_0}\right]\frac{\Delta T_0}{T_{00}}. \qquad (5.31)$$

Согласно формуле (5.17а) расход пара обратно пропорционален $\sqrt{T_0}$. С ростом T_0 увеличивается теплоперепад $H_0^{\text{ЦВД}}$ и, если часть процесса расширения пара в турбине проходит во влажном паре, повышается и КПД η_{oi}. Формула (5.31) может быть использована и для ЦНД влажно-паровых турбин, если вместо T_0 понимать $T_{\text{п.п}}$.

Для турбин перегретого пара увеличение температуры свежего пара ведет к увеличению мощности турбины.

Отклонение от номинального значения начальной степени сухости пара

В этом случае получим формулу

$$\frac{\Delta P_i}{P_{i0}}=\left[\frac{1}{G_0}\frac{\partial G}{\partial x_0}+\frac{1}{H_{00}^{\text{т}}}\frac{\partial H_0^{\text{т}}}{\partial x_0}+\frac{1}{(\eta_{oi})_0}\frac{\partial \eta_{oi}}{\partial x_0}\right]\Delta x_0. \qquad (5.32)$$

С увеличением начальной влажности $y=1-x_0$, т. е. при $\Delta x_0<0$ расход пара согласно формуле (5.19) возрастет, при этом понизится КПД, а также уменьшится теплоперепад. Для примера на рис. 5.13,*б* рассмотрено влияние на мощность ЦВД отклонения начальной влажности от расчетного значения $y_{00}=0{,}005$ при $p_0=4{,}0$ МПа=const и $p_z^{\text{ЦВД}}=0{,}3$ МПа=const.

Увеличение начальной влажности приводит к уменьшению мощности турбины.

Отклонение от номинального значения давления отработавшего пара

Большое влияние на экономичность и мощность турбины оказывает давление отработавшего пара. Как отмечалось, давление в конденсаторе изменяется в широких пределах в зависимости от времени года, климатических условий, типа водоснабжения, характеристик конденсационной установки.

В дальнейшем предполагается, что при изменении давления отработавшего пара расход его сохраняется постоянным.

Поскольку изменение конечного давления главным образом сказывается на режиме работы последней ступени, то в основу расчета положим анализ переменного режима ее работы, проведенный в § 5.1. Начиная с режима, когда в минимальном сечении рабочей решетки последней ступени возникает критическая скорость, т. е. $w_2=a_*$, понижение давления за ступенью $p_2=p_{\text{к}}$ при $G_{\text{к}}=\text{const}$ не вызовет изменения давления пара перед последней ступенью. Таким образом, изменение мощности турбины будет происходить лишь за счет изменения мощности последней ступени.

В связи с этим и для всей турбины исследование влияния изменения конечного давления следует провести раздельно для двух режимных зон:

а) докритической, когда в рабочей решетке последней ступени скорость пара меньше скорости звука;

б) закритической, когда в выходном сечении рабочей решетки устанавливается скорость звука.

Подсчет изменения мощности будем производить по сравнению с той мощностью, которую развивает турбина при достижении звуковой скорости в выходом сечении рабочей решетки последней ступени. Обозначим давление за ступенью, соответствующее этому режиму, $p_{\text{к}}=p_{\text{к}0}$. Остальные параметры при этом также будем обозначать индексом 0.

При докритическом течении пара в рабочей решетке последней ступени мощность турбины

$$P_i=G\,(H_0\eta_{oi}^*-0{,}5c_2^2), \qquad (5.33)$$

где $GH_0\eta_{oi}^*$ — внутренняя мощность турбины (или ее части, например ЦНД), подсчитанная без учета потерь с выходной скоростью; $0{,}5c_2^2$ — кинетическая энергия потока пара, покидающего турбину; η_{oi}^* — относительный внутренний КПД турбины без учета потерь с выходной скоростью.

При изменении противодавления $p_{\text{к}}>p_{\text{к}0}$ изменяются располагаемый теплоперепад H_0 и потери с выходной скоростью. Приближенно можно принять, что $\eta_{oi}^*=\text{const}$. Очевидно, что изменение мощности $\Delta P_i/G$ (в данном случае — уменьшение мощности) согласно формуле (5.33) будет определяться изменением теплоперепада $\Delta H_0=f(\varepsilon_{\text{к}})$, где $\varepsilon_{\text{к}}=p_{\text{к}}/p_{\text{к}0}$, и изменением выходных потерь $\Delta(c_2^2/2)=f(\varepsilon_{\text{к}})$.

Запишем уравнение неразрывности для случая, когда в выходном сечении рабочей решетки возникает звуковая скорость:

$$G_*/F_2=a_*/v_*; \qquad (5.34)$$

кроме того, воспользуемся зависимостью

$$a_*^2=\varkappa p_* v_*.$$

Найдя из последнего соотношения v_* и подставив его в формулу (5.34), получим

$$\frac{p_*}{G_*}=\frac{a_*}{\varkappa F_2}. \qquad (5.35)$$

Следовательно,

$$\varepsilon_к=p_к/p_{к0}=p_к/p_*=\frac{p_к}{G_*}\,\frac{\varkappa F_2}{a_*}. \qquad (5.36)$$

Поскольку в широком диапазоне изменения давления в конденсаторе критическая скорость a_* меняется незначительно и может быть принята $a_*\approx 380$ м/с и весь комплекс $\varkappa F_2/a_*$ может быть принят неизменным, а $G=$ $=\text{const}$, то при заданных размерах рабочей лопатки последней ступени (ее выходной площади F_2) получаем

$$\frac{\Delta P_i}{G}=f\left(\frac{p_к}{G}\right). \qquad (5.37)$$

Для режимов со сверхкритической скоростью истечения пара из рабочей решетки последней ступени ΔP_i определяется по-иному. Как показано в § 5.1, при достижении критической скорости и последующем расширении в косом срезе этой решетки понижение давления за последней ступенью скажется только на режиме течения в косом срезе рабочей решетки или за пределами ступени. Таким образом, увеличение мощности турбины при $p_к<p_{к0}$ и $G=\text{const}$ будет происходить только вследствие приращения мощности последней ступени:

$$P_{iz}=Gu(c_1\cos\alpha_1+c_2\cos\alpha_2)k_{вл}. \qquad (5.38)$$

Здесь коэффициент $k_{вл}$ учитывает влияние влажности, при этом изменение $k_{вл}$ для режимов $p_к<p_{к0}$ будет малоощутимо, так как влажность пара не только перед ступенью, но и в межвенцовом зазоре не будет меняться.

Очевидно, что изменение $\Delta P_{iz}/G$ будет определяться только изменением $c_2\cos\alpha_2=$ $=(w_2\cos\beta_2-u)$, которое, в свою очередь, будет зависеть лишь от $\varepsilon_к$, т. е. получаем

$$\frac{\Delta P_i}{G}=f(\varepsilon_к)=f\left(\frac{p_к}{G}\right). \qquad (5.38а)$$

Как показано в § 5.1 (см. рис. 5.6,*а*), после полного исчерпания расширительной способности косого среза рабочей решетки, т. е.

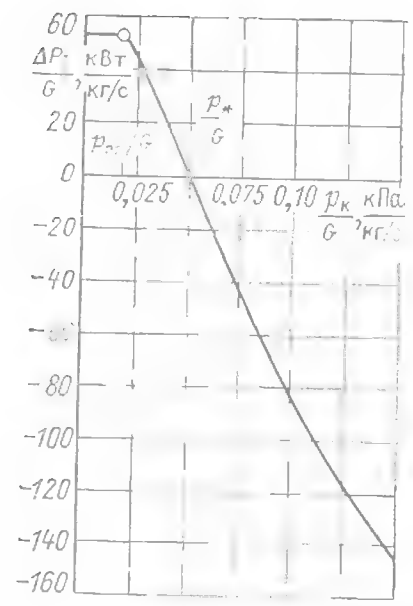


Рис. 5.14. Расчетная универсальная кривая поправок на вакуум (на $p_к$) для ЦНД турбины К-1000-60/1500 ХТЗ с последней лопаткой длиной 1450 мм

при достижении предельного конечного давления

$$\frac{p_{пр}}{p_{к0}}=(\sin\beta_{2э})^{\frac{2\varkappa}{\varkappa+1}}, \qquad (5.39)$$

несмотря на увеличение теплоперепада всей ступени при $p_к<p_{пр}$, мощность турбины не будет возрастать, так как это увеличение H_0 от $p_{пр}$ до $p_к<p_{пр}$ будет достигаться расширением пара уже за пределами проточной части.

Таким образом, в широком диапазоне изменения давления отработавшего пара $p_к=$ $=\text{var}$ удельное (на единицу расхода пара) приращение мощности $\Delta P_i/G$ зависит только от удельного изменения конечного давления $p_к/G$. Зависимость $\Delta P_i/G=f(p_к/G)$ получила название **универсальной кривой поправок на вакуум**. Пример расчетного построения кривой приведен на рис. 5.14 для последней ступени турбин насыщенного пара ХТЗ с последней лопаткой длиной 1450 мм (при $n=25$ 1/с). Методика расчетного построения универсальной кривой поправок на вакуум, учитывающая переменность параметров потока по высоте ступени и изменение сопротивления выходного патрубка, приведена в [33].

Кроме расчетного построения зависимости $\Delta P_i/G=f(p_к/G)$, перестраиваемой в серию кривых для различных значений G (см. рис. 10.13), на электростанциях на основе испытаний строятся экспериментальные кривые $\Delta P_э=f(p_к,\ G^{ЦНД})$, достаточно хорошо согласующиеся с расчетными.

Глава шестая

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

6.1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Основные параметры и характеристики энергетических (стационарных) паровых турбин определяются государственными стандартами. Для турбин ТЭС и ТЭЦ имеется общий ГОСТ 3618-82 «Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов. Типы и основные параметры» [40]. Кроме того, имеются стандарты «Общие технические требования»: ГОСТ 24277-80 «Турбины паровые стационарные конденсационные для атомных электростанций», ГОСТ 24278-80 «Турбины паровые стационарные конденсационные» и ГОСТ 24279-80 «Турбины паровые стационарные теплофикационные» [41].

Для маркировки турбин используются буквенно-числовые обозначения. Первая буква указывает тип турбины: буква К — конденсационная турбина, Р—с противодавлением, Т — с теплофикационным (отопительным) регулируемым отбором пара, П — с производственным регулируемым отбором пара; первое число — номинальная мощность, МВт (если в обозначении мощности имеется наклонная черта, то за ней — максимальная мощность, МВт). Далее — давление свежего пара, кгс/см² [если при этом имеется наклонная черта, то за ней — давление производственного отбора или (и) противодавление, кгс/см²]; иногда (для турбин АЭС) указывается частота вращения, об/мин. Последняя цифра — номер заводской модификации данного типоразмера.

Примеры обозначения турбин: К-1000-60/1500-2 — конденсационная турбина номинальной мощностью 1000 МВт на $p_0=60$ кгс/см² (5,88 МПа), $n=1500$ об/мин (25 1/с), второй модификации; ПТ-135/165-130/15 — конденсационная турбина с производственным и теплофикационным регулируемыми отборами пара номинальной мощностью 135 МВт, максимальной 165 МВт, давление свежего пара 130 кгс/см² (12,8 МПа), давление производственного отбора 15 кгс/см² (1,45 МПа).

Рассмотрим некоторые важные термины согласно ГОСТ 3618-82 и ГОСТ 23269-78.

Свежий пар — пар перед стопорными клапанами турбины или цилиндра высокого давления многоцилиндровой паровой турбины.

Номинальная мощность — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать на зажимах генератора при номинальных значениях всех других основных параметров.

Максимальная мощность конденсационной турбины (типа К) — наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать на зажимах генератора при номинальных значениях других основных параметров, при чистой проточной части и при отсутствии отборов пара для внешних потребителей теплоты.

Максимальная мощность турбины при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты — то же при соответствующих изменениях количества отбираемого пара, а также при соответствующих отклонениях от номинальных значений давлений пара в отборах или противодавления, допускаемых согласно ГОСТ 3618-82.

Отбор пара (расход отбираемого пара) — количество пара, которое отдается турбиной для внешнего теплового потребления, т. е. сверх расхода на регенеративный подогрев питательной воды.

Номинальная температура питательной воды после регенеративного подогрева — температура воды на выходе из регенеративной системы при номинальных значениях всех параметров и расходе этой воды, равном расходу пара на турбину.

Номинальная температура охлаждающей воды — температура воды на входе в конденсатор, при которой изготовитель гарантирует расход пара или теплоты турбинной установкой.

Стандарт на турбины для ТЭС охватывает мощности от 210 до 1600 МВт, для ТЭЦ — от 2,5 до 250 МВт. Параметры свежего пара для турбин ТЭС: $p_0=12{,}8$ и 23,5 МПа, $t_0=510$ °С (специальная полупиковая турбина 500 МВт) и 540 °С; все турбины ТЭС с промперегревом до $t_{пп}=t_0$ (некоторые турбины с разрешения Минэнерго СССР работают при t_0 и $t_{пп}$ до 565 °С).

Для турбин ТЭЦ мощностью до 12 МВт, включая турбину Р-12-35/5, параметры свежего пара следующие: $p_0=3{,}4$ МПа, $t_0=435$ °С, для турбин Р-12-90/31 и ПР-12/15-90/15/7 $p_0=8{,}8$ МПа и $t_0=535$ °С, для турбин Р, Т, ТР и ПТ мощностью от 50 до 210 МВт $p_0=12{,}8$ МПа и $t_0=540$ и 555 °С, для турбины Т-250/300-240 $p_0=23{,}5$ МПа.

Для турбин ТЭС типа К регламентировано, что при номинальных основных параметрах и определенной температуре охлаждающей воды удельные расходы теплоты брутто турбоустановок должны быть не более указанных ГОСТ 3618-82. Там же указаны удельные расходы теплоты на теплофикационном и конденсационном режимах для турбин типов П, Т и ПТ; для турбин типов Р, ПР и ТР указаны удельные расходы пара. ГОСТ 24277-80 распространяется на паровые стационарные турбины мощностью 200 МВт и более с номинальной частотой вращения 3000 или 1500 об/мин, предназначенные для привода электрических генераторов атомных электростанций с водо-водяными и водо-графитовыми канальными реакторами.

На атомных электростанциях в эксплуатации находятся различные типоразмеры паровых турбин; некоторые новые типоразмеры находятся на стадии изготовления или мон-

Таблица 6.1. **Основные характеристики серийных паровых турбин для АЭС**

Наименование	Марка турбины									
	К-220-44-1	К-220-44-4	К-500-65/3000	К-500-60/1500	К-750-65/3000	К-1000-60/1500-1	К-1000-60/1500-2	К-1000-60/1500-3	ТК-450-500-60	К-800-130
Завод-изготовитель	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ЛМЗ
Тип реактора	ВВЭР-440	ВВЭР-440	РБМК-1000	ВВЭР-1000	РБМК-1500	ВВЭР-1000	ВВЭР-1000	ВВЭР-1000	ВВЭР-1000	БН-800
Число турбин на реактор	2	2	2	2	2	1	1	1	2	1
Год изготовления	1969, 1979**	1984	1970	1975	1981	1979	1982	1984	—	—
Мощность, МВт:										
номинальная	222	220	500	500	750	1040	1025	1062	450	800
максимальная	236	220	550	530	810	1114	1114	1074	500	856
Частота вращения, 1/с	50	50	50	25	50	25	25	50	50	50
Параметры свежего пара:										
давление, МПа	4,31	4,31	6,46	5,88	6,37	5,88	5,88	5,88	5,88	12,75
температура, °С	254,8	254,8	280,4	274,3	279,5	274,3	274,3	274,3	274,3	485
влажность, %	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	—
Разделительное давление, МПа	0,30	0,66	0,33	1,15	0,49	1,17	1,2	0,58	0,97	0,44
Температура промперегрева, °С	240	240	250	250	263	250	250	250	260	250
Число ступеней промперегрева	2	2	2	2	1	2	2	1	1	1
Число СПП	2	2	4	2	2	4	4	4	2	2
Давление в конденсаторе, кПа	5,1/2,9**	6,3	4,2	5,9	4,4	3,9	3,9	5,1	9,9	3,9
Температура охлаждающей воды, °С	22/5**	21	12	22	15	15	15	20	27	15
Число нерегулируемых отборов	8	7	7	7	6	7	7	8	7	7
Температура питательной воды, °С	223	226	168	223	190	224	225	221	221	211
Тепловая нагрузка, ГДж/ч	105	90	314	126	252	335	840	838	1885*	1048
Расход свежего пара на турбоустановку, в том числе на СПП, кг/с	382/376**	377	806	841	1222	1786	1786	1747	877	881
	13,1	15	49,5	35,6	—	75,6	75,6	152	43	—
Расход пара в конденсатор, кг/с	219	224	483	489	652	958	954	909	510	522
Число цилиндров и потоков в каждом цилиндре	1×1+2×2	1×1+1×2	1×2+4×2	1×1+1×2	1×2+4×2	1×2+1×2+ +3×2	1×2+3×2	1×2+4×2	1×2+1×2+ +2×2	1×1+3×2
Длина последней лопатки, мм	852/1030**	920	852	1450	1030	1450	1450	1200	940	1200
Суммарная выходная площадь, м²	25,2/32,7**	16,3	50,4	37,8	65,5	113,5	113,5	90,4	28,4	67,8
Длина турбины, м	23,1	15,6	40	24,8	40,6	57	50,4	49,7	—	39,2
Масса турбины, т	750	420	1570	1400	1670	3500	2990	—	—	2050
Электрогенератор	ТВВ-220-2А	ТВВ-220	ТГВ-500	ТГВ-500-4	ТГВ-800-2	ТВВ-1000-4	ТВВ-1000-4	ТГВ-1000-2	—	—
Конденсатор	К-12150/8170	—	К-10120	К-22250	К-16560	К-45600	К-33160	44 000 м²	19 000 м²	29 500 м²
Число конденсаторов	2	1	4	2	4	2	3	4	2	3
Тип привода питательного насоса	ЭП	ЭП	ЭП	ТП	ЭП	ТП	ТП	ТП	ТП	ТП
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	11 497/10 844	11 190	10 844	10 823	10 676	10 383	10 237	10 467	11 221***	—

* Два регулируемых отбора при давлении 0,04—0,2 и 0,06—0,3 МПа плюс дополнительные отборы высокого давления до 140 кг/с.
** Для К-220-44-3.
*** При конденсационном режиме и мощности 500 МВт.

тажа. Кроме того, спроектировано для АЭС несколько новых типоразмеров паровых турбин.

В табл. 6.1 представлены основные характеристики паровых турбин, используемых на действующих АЭС, а также спроектированных для установки на АЭС, начиная с мощности $P>200$ МВт. В таблице не приведены данные по турбинам АЭС, создаваемым заводами СССР для экспорта, если эти турбины отличаются от предназначенных для атомной энергетики Советского Союза (например, рассчитанные на частоту 60 Гц).

6.2. РОТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Конструкции рабочих лопаток

Конструктивное выполнение рабочих лопаток зависит от условий их работы в многоступенчатой турбине и отличается большим разнообразием.

В основе разработки конструкции лопаток лежит требование обеспечения высокой надежности, экономичности и технологичности изготовления.

Основными элементами рабочей лопатки являются профильная или рабочая часть, обтекаемая паром, и хвостовик, с помощью которого лопатка крепится на диске. Бандажом или проволочными связями лопатки объединяются в пакеты.

Конструкция рабочей части лопатки зависит от ее длины, или, точнее, от отношения среднего диаметра ступени к ее длине $d_{ср}/l$. При $d_{ср}/l>10\div15$ лопатки обычно выполняются с постоянным по высоте профилем (рис. 6.1). В турбинах АЭС большой мощности это лопатки первых ступеней ЦВД. При $d_{ср}/l<10$ профильная часть лопатки выполняется закрученной, переменного поперечного сечения, обычно плавно утоняющегося от корня к периферии. Для последних ступеней ЦНД паровых турбин (рис. 6.2) большой мощности отношение площадей корневого сечения к периферийному достигает 7—10, закрутка профиля (разность между углами установки периферийного и корневого сечений) 65—70°. Разработка и изготовление таких лопаток представляют большие трудности. Поэтому на базе созданной лопатки предельной длины строится серия турбин различных мощности и назначения.

Выбор типа хвостовика определяется нагрузками, действующими на лопатку, которые воспринимаются хвостовиком и передаются им на диск. Конструктивные формы хвостовиков зависят также от используемой на заводе технологии изготовления.

На рис. 6.3 показаны основные виды хвостовиков, нашедших наиболее широкое применение в паровых турбинах ТЭС и АЭС.

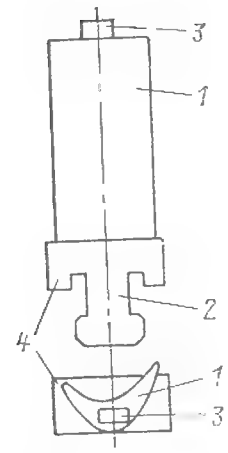


Рис. 6.1. Лопатка постоянного сечения:
1 — профильная или рабочая часть; 2 — хвостовик; 3 — шип для бандажа; 4 — заплечики

Достаточно простыми по конструкции и технологии изготовления являются Т-образный и одноопорный грибовидный хвостовики (рис. 6.3,*а — в*). Для уменьшения изгибающих напряжений в хвостовике (рис. 6.3,*в*) и щеках диска (рис. 6.3,*б*) на лопатках или диске выполняются заплечики. Для посадки лопаток на диск обычно в двух диаметрально противоположных местах обода диска выпол-

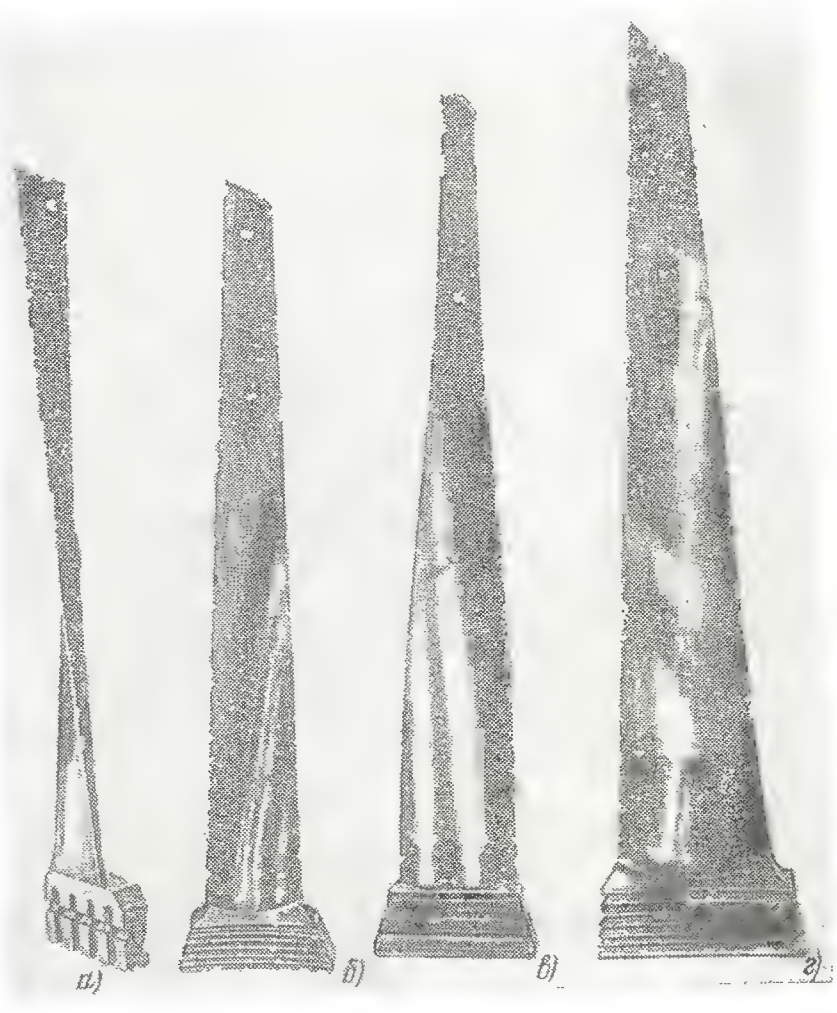


Рис. 6.2. Лопатки последних ступеней конденсационных паровых турбин:
а — лопатка ЛМЗ длиной 960 мм на $n=50$ 1/с; *б* — лопатка ТМЗ длиной 940 мм на $n=50$ 1/с; *в* — лопатка ЛМЗ длиной 1200 мм на $n=50$ 1/с; *г* — лопатка ХТЗ длиной 1450 мм на $n=25$ 1/с

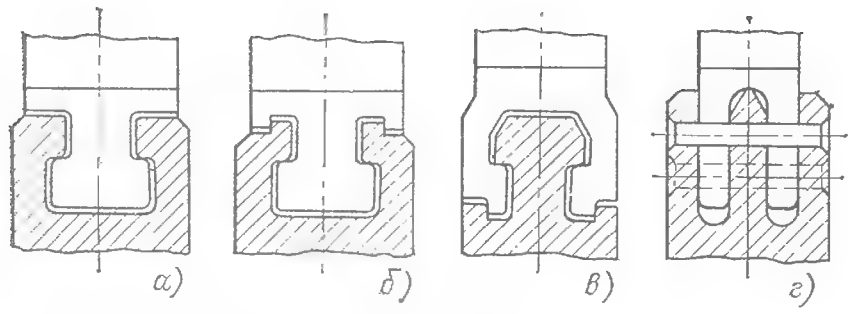


Рис. 6.3. Хвостовики рабочих лопаток:
а — Т-образный без заплечиков; *б* — Т-образный с заплечиками; *в* — грибовидный одноопорный; *г* — вильчатый

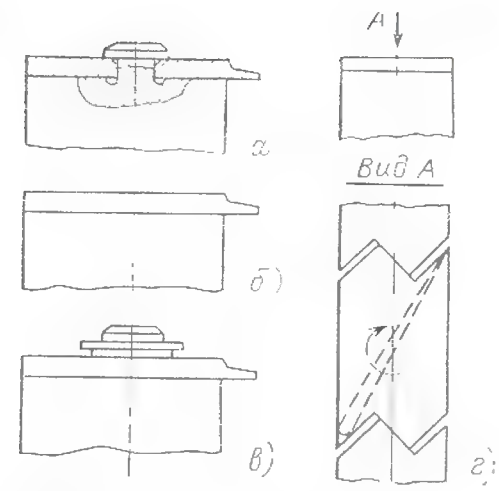


Рис. 6.5. Бандажи турбинных лопаток:
а — приклепанный; *б* — цельнофрезерованный; *в* — комбинированный цельнофрезерованный и накладной приклепанный; *г* — цельнофрезерованный с соединением «выступ — паз»

няются замковые колодцы (для лопаток с Т-образным хвостовиком) или замковые вырезы (для лопаток с грибовидным хвостовиком). После набора лопаток и плотной пригонки их хвостовиков в замковые колодцы или вырезы устанавливаются специальные замковые лопатки, которые крепятся к ободу диска одним или двумя штифтами.

Преимуществами вильчатого хвостовика (рис. 6.3,*г*) являются отсутствие специальных замковых лопаток и возможность частичной замены поврежденных лопаток при ремонте ротора без перелопачивания всего диска. Достоинством вильчатого хвостовика является также и то, что центробежные силы, действующие на лопатку, не создают в ободе диска изгибающих напряжений.

Несущая способность рассмотренных типов хвостовиков сравнительно невелика, и они могут быть применены лишь для лопаток умеренной длины. Хвостовики длинных лопаток для увеличения их несущей способности выполняются многоопорными (рис. 6.4,*а*) или с большим числом вилок (рис. 6.4,*б*). Несущая способность вильчатого хвостового соединения может быть дополнительно повышена, если вилки хвостовика и гребня обода диска выполнить ступенчатыми, т. е. приблизить конструкцию соединения к равнопрочной (рис. 6.4,*в*).

Наибольшую несущую способность имеют хвостовики елочного типа с торцевой заводкой, применяемые для самых длинных и нагруженных лопаток последних ступеней

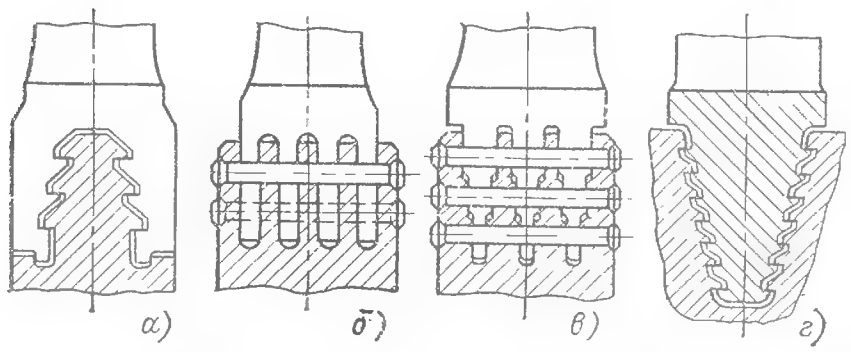


Рис. 6.4. Хвостовики повышенной несущей способности:
а — грибовидный трехопорный; *б* — вильчатый; *в* — вильчатый равнопрочный; *г* — елочный с торцевой заводкой

(рис. 6.4,*г*). Эти хвостовики часто выполняют (в плане) по дуге окружности (рис. 6.2,*в*), что позволяет избежать свисания кромок профиля корневого сечения за пределы хвостовика и облегчает заводку лопаток в диск.

Рабочие лопатки паровых турбин в подавляющем большинстве случаев соединяются в пакеты бандажами или проволочными связями. Объединение лопаток в пакеты увеличивает прочность и вибрационную надежность лопаточного аппарата. Бандаж образует периферийную стенку канала рабочих лопаток и уменьшает утечку пара. Бандаж выполняется либо в виде ленты, приклепываемой к лопатке (рис. 6.5,*а*), либо в виде полки, фрезеруемой заодно с лопаткой (рис. 6.5,*б*). Объединение лопаток с цельнофрезерованным бандажом в пакеты осуществляется сваркой или приклепыванием дополнительного накладного ленточного бандажа (рис. 6.5,*в*). Для длинных лопаток последних ступеней цельнофрезерованные бандажные полки входят в контакт друг с другом по поверхностям «выступ — паз» (рис. 6.5,*г*), образуя замкнутую кольцевую связь. Под действием центробежных сил периферийные сечения лопаток стремятся повернуться, чему препятствует бандаж. Трение на контактных поверхностях бандажа обеспечивает его высокие демпфирующие свойства.

Для повышения вибрационной надежности длинных лопаток часто применяются проволочные связи. Сегменты проволоки пропускаются через отверстия в лопатках (см. поз. *9* на рис. 6.6) и либо припаиваются к лопаткам, либо устанавливаются свободно. В последнем случае проволока под действием собственной центробежной силы прижимается к лопаткам и является гасителем колебаний лопаток (демпферная связь).

В качестве примера рассмотрим конструкцию облопачивания роторов турбины К-500-65/3000 ХТЗ.

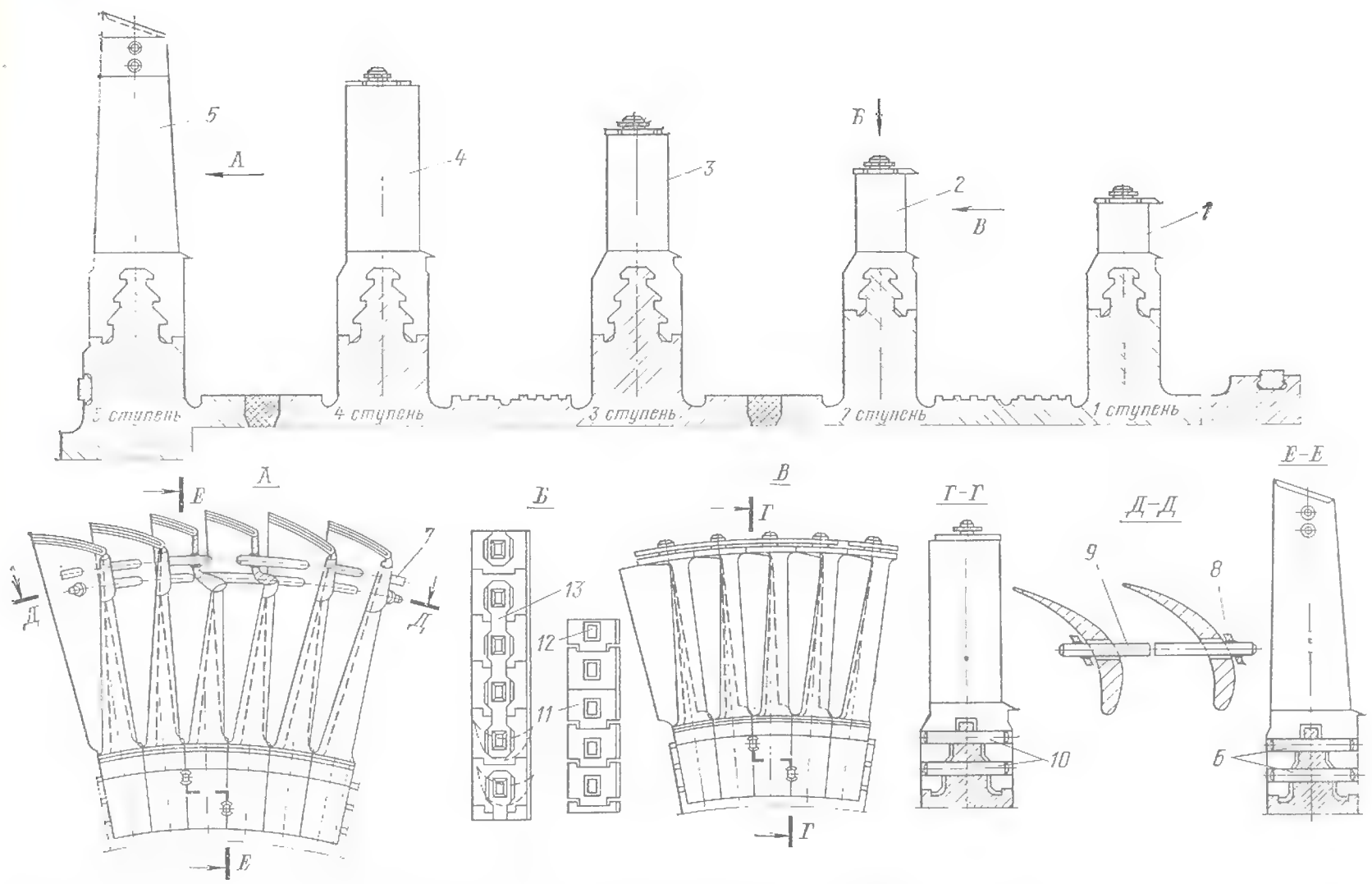


Рис. 6.6. Рабочие лопатки ротора высокого давления турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — 5 — рабочие лопатки первой — пятой ступеней; *6, 10* — штифты, крепящие замковые лопатки; *7* — верхний проволочный бандаж; *8* — ограничительная шайба; *9* — нижний проволочный бандаж; *11* — цельнофрезерованный бандаж; *12* — шип; *13* — накладной бандаж

двух последних ступеней — с переменным по высоте профилем. Лопатки крепятся на дисках двух- и трехопорными грибовидными хвостами. Для заводки лопаток в ободе диска имеются замковые вырезы. Последней на диск устанавливается замковая лопатка, которая затем крепится к соседним лопаткам двумя цилиндрическими штифтами.

Лопатки первых четырех ступеней ЦВД выполнены с цельнофрезерованным бандажом, полки которого образуют соединение типа «выступ — паз». Каждая лопатка над цельнофрезерованным бандажом имеет шип. На эти шипы надевается накладной ленточный бандаж, образующий пакеты, после чего шипы расклепываются.

Лопатки пятой ступени имеют две проволочные связи. Верхний проволочный бандаж припаивается серебряным припоем к лопаткам, образуя пакеты по шесть лопаток. Нижний проволочный бандаж, являющийся демпферной связью, смещен относительно верхнего бандажа на полпакета и фиксируется от сдвига ограничительными шайбами.

На бандажах первых двух ступеней вытачиваются гребни осевого уплотнения, выступающие за входные кромки лопаток. Бандажные полки лопаток третьей и четвертой ступеней выполнены так, чтобы входные кромки лопаток оказались частично открытыми. Это сделано для сепарации влаги, которая под действием центробежных сил отбрасывается входными кромками лопаток в специальные ловушки в диафрагмах.

Рабочие лопатки всех ступеней ЦНД (рис. 6.7) выполнены переменного сечения по высоте. Вместо замковых лопаток применены замковые проставки, которые представляют собой хвостовики лопаток без профильной части и крепятся к соседним лопаткам двумя цилиндрическими штифтами. Лопатки последних двух ступеней соединяют с диском с помощью многоопорных елочных хвостовиков с осевой заводкой в пазы дисков, выполненные по дуге окружности. От сдвига в осевом направлении каждая лопатка фиксируется двумя стопорами.

Лопатки третьей ступени объединены в пакеты двумя рядами проволочных бандажей, припаянных к каждой лопатке пакета. Отверстия, через которые пропущены бандажные проволоки, выполнены в специальных поясках, представляющих собой утолщение профильной части лопатки.

Лопатки четвертой ступени объединены в пакеты двумя рядами трубчатых бандажей, которые свободно входят в отверстия в лопатках. Бандажи соседних пакетов соединены между собой стержнями, вставленными в трубки, причем один конец стержня припаян, а второй свободно входит в соседний бандаж.

Лопатки пятой ступени двумя рядами втулочных бандажей замкнуты на круг: часть трубки меньшего диаметра одного бандажа свободно входит в отверстие соседнего бандажа.

Профильная часть лопаток четвертой и пятой ступеней у вершины утонена. Для защиты от эрозии осуществлена поверхностная закалка входных кромок этих лопаток токами высокой частоты.

Конструкция роторов

В турбинах АЭС применяются следующие типы роторов: цельнокованые, с насадными дисками и сварные.

Цельнокованый ротор (РВД, см. рис. 6.11, 6.14, 6.16, 6.25) изготавливается из

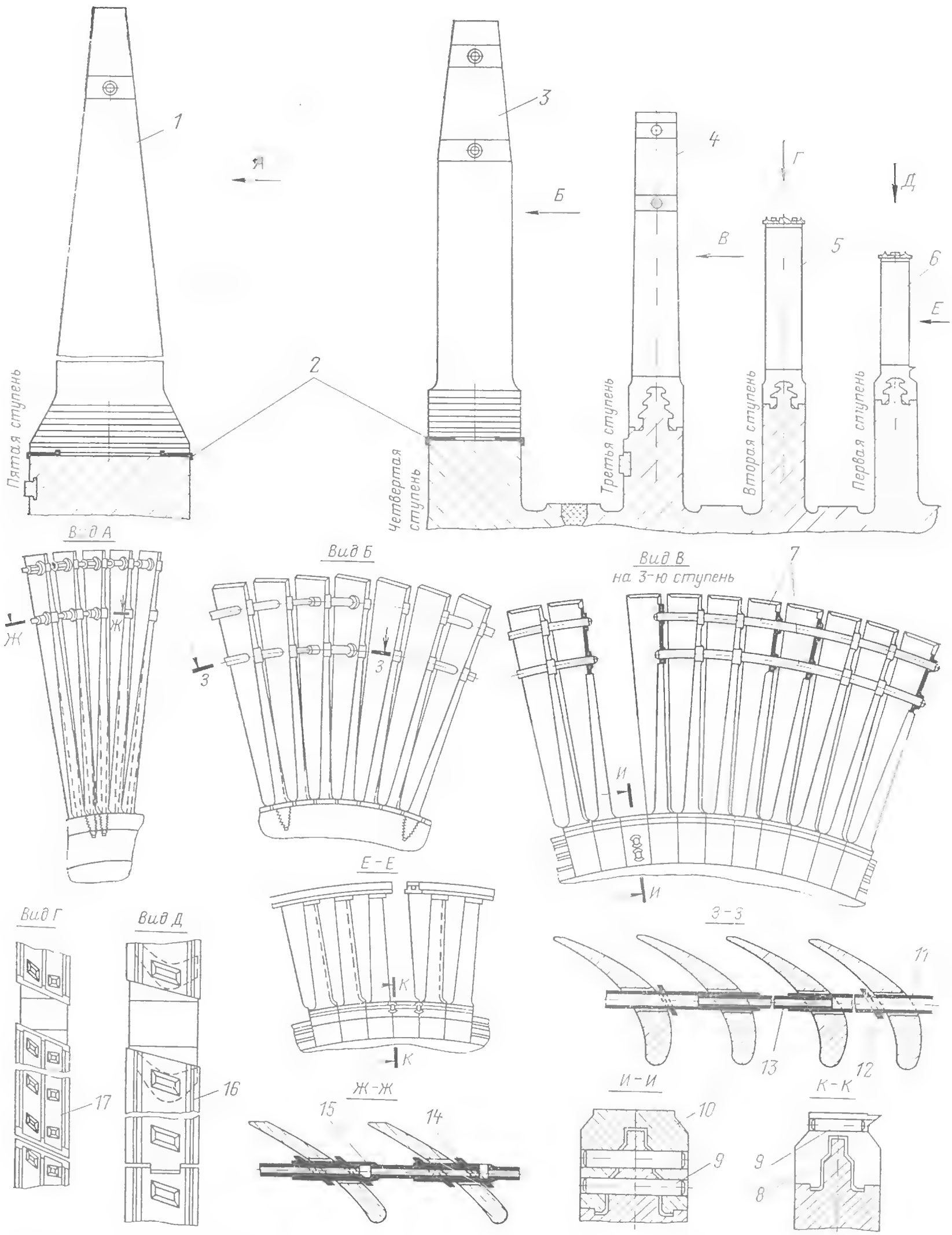


Рис. 6.7. Рабочие лопатки ротора низкого давления турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — лопатка пятой ступени; *2* — стопор; *3—6* — лопатки четвертой — первой ступеней; *7* — проволочный бандаж; *8*, *10* — замковые проставки; *9* — штифты, крепящие замковые проставки; *11* — трубчатый бандаж; *12*, *14* — ограничительные шайбы; *13* — стержень; *15* — втулочный бандаж; *16*, *17* — ленточный бандаж

заготовки, которая отковывается из массивного слитка и подвергается механической обработке. В центральной части ротора вдоль его оси обычно выполняется сквозное отверстие для удаления наименее качественной части заготовки и ее контроля. Прочность ротора из-за сверления существенно снижается, так как напряжения на поверхности центрального сверления увеличиваются примерно вдвое по сравнению со сплошным ротором.

В настоящее время для ЦНД турбин К-1000-60/3000 ЛМЗ (см. рис. 6.22) изготовлена поковка цельнокованого ротора больших размеров без центрального сверления. Использование этой поковки позволило примерно вдвое уменьшить напряжения в роторе от центробежных сил облопачивания и дисков и применить лопатки длиной 1200 мм (см. рис. 6.2,*г*).

Ротор с насадными дисками (РНД, см. рис. 6.26) состоит из вала и дисков, насаженных на вал с натягом и несущих рабочие лопатки. Заготовка вала, имеющая небольшой диаметр, хорошо проковывается, включая центральную зону. Относительно небольшая толщина дисков обеспечивает высокое качество кованой заготовки и облегчает термообработку. Поэтому материал дисков наборного ротора имеет более высокие механические характеристики по сравнению с цельнокованым ротором.

К достоинствам конструкции ротора с насадными дисками следует отнести возможность использования дисков большого диаметра и существенную экономию металла при изготовлении всего ротора. Недостатками ротора являются возможность применения только при невысокой температуре рабочей среды (обычно не выше 300—350 °С) из-за возможного ослабления посадки дисков, а также значительная неравномерность распределения напряжений в диске с максимумом на его внутренней расточке. В этом месте на многих зарубежных турбинах АЭС наблюдалась коррозия под напряжением (см. § 7.4). Кроме того, ротор с насадными дисками из-за повышенной толщины их втулок при одинаковом числе ступеней имеет большую длину, чем другие типы роторов. Такой ротор не может быть применен для ЦНД быстроходных турбин с очень длинными последними лопатками из-за больших в этом случае тангенциальных напряжений в зоне посадки диска на вал. Поэтому дисковые роторы применяются для ЦНД при относительно небольшой длине лопаток, например в турбине К-800-240 ЛМЗ (см. рис. 6.26), где установлена лопатка длиной 960 мм.

Сварной ротор (см. рис. 6.11) состоит из дисков, несущих рабочие лопатки, и концевых частей с полумуфтами. Диски и концевые части свариваются между собой кольцевыми швами. После сварки и последующей термообработки ротор подвергается механической обработке. Сравнительно малые размеры поковок отдельных дисков сварного ротора дают возможность обеспечить их достаточно высокие механические качества. Отсутствие отверстий в центре дисков вдвое снижает напряжения от центробежных сил.

6.3. СТАТОРЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Корпуса цилиндров

В корпусе турбины устанавливаются неподвижные элементы: обоймы, диафрагмы с сопловыми лопатками и лабиринтовые уплотнения.

Корпуса ЦВД турбин АЭС литые, конструируются одно- (К-220-4 ХТЗ, см. рис. 6.14) или двухстенными (К-500-65/3000 ХТЗ, см. рис. 6.11, К-1000/-60/3000 ЛМЗ, см. рис. 6.22 и др.). Внутренний корпус выполняется без обойм; диафрагмы ступеней, размещенных в наружном корпусе, крепятся, как правило, в обоймах.

Корпуса ЦНД представляют собой крупногабаритные сварные конструкции из листовой углеродистой стали с горизонтальным и вертикальными (технологическими) разъемами. Необходимая жесткость корпуса обеспечивается с помощью ребер, а иногда двухстенной и даже трехстенной его конструкцией.

Корпус турбины подвергается силовому (от разности давлений) и термическому (при неравномерных температурных полях) воздействиям. Основным недостатком одностенной конструкции корпуса являются большие толщины стенки и ширина фланцев. Значительные разности температур по толщине стенки и ширине фланцев горизонтального разъема как в стационарных, так и особенно в переходных режимах вызывают большие температурные деформации и напряжения. Существенно удлиняется время прогрева корпуса. Эти факторы часто лимитируют скорость пуска турбины.

Двухстенная конструкция корпуса существенно уменьшает толщину стенки и фланцев горизонтального разъема, улучшает условия их прогрева, повышает маневренные характеристики турбины, позволяет применять разные материалы для изготовления внутреннего и наружного корпусов (например, в ЦВД турбины К-500-65/3000 ХТЗ внутренний корпус изготовлен из легированной, а наружный из углеродистой стали).

При умеренных температурах, характерных для турбин насыщенного пара, на стационарных режимах материал корпуса работает при упругих деформациях. Однако если пусковые температурные напряжения превысят предел текучести материала корпуса, в нем возникают остаточные пластические деформации, приводящие к короблению корпуса и пропариванию разъема. Протечка влажного пара через неплотности разъема ЦВД турбины может вызвать быстро прогрессирующее развитие этой неплотности благодаря щелевой эрозии (см. § 7.4).

Ограничение уровня пусковых температурных напряжений пределом текучести не исключает локальных пластических деформаций корпуса в местах концентраторов напряжений: пазов для крепления обойм или диафрагм, переходных зон сопряжения элементов разных толщин и форм и др. Повторные пластические деформации при пусках и остановках турбины могут явиться причиной появления и развития термоусталостных трещин. В этих условиях надежность корпуса должна оцениваться с учетом термоусталости.

Обоймы и диафрагмы

Обоймы позволяют организовать отборы пара для нужд регенерации, облегчают унификацию, т. е. использование одних и тех же корпусов для различных проточных частей, упрощают обработку корпуса, при пуске турбины несколько сокращают температурные градиенты в деталях цилиндра, улучшая показатели маневренности. В то же время при обойменной конструкции корпус выполняется большего диаметра, увеличиваются размеры фланцев.

Основной нагрузкой диафрагмы является разность давлений по ее сторонам. Для оценки надежности определяют прогиб диафрагмы и возникающие в ней максимальные напряжения. Весьма напряженными элементами диафрагмы являются также сопловые лопатки. Напряжения в диафрагмах определяются разностью давлений, поэтому они растут с увеличением пропуска пара через турбину.

При использовании схемы дубль-блока, когда две турбины работают с одним реактором, определенную опасность для диафрагм представляет аварийное отключение одной из работающих турбин (см. § 10.3). В этом случае перед оставшейся в работе турбиной кратковременно повышается давление и при полностью открытых регулирующих клапанах пропорционально начальному давлению увеличиваются расход пара и давление по ступеням турбины, напряжения во всех элементах проточной части, особенно в диафрагмах последних ступеней ЦВД и ЦНД, где напряжения могут возрасти на 30—50 %.

6.4. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Рассмотрим [36, 38, 47] некоторые общие принципы конструирования энергетических паровых турбин, главным образом влажнопаровых турбин АЭС. Поскольку выбор параметров пара, частоты вращения, числа потоков и, следовательно, количества ЦНД рассмотрен в гл. 4, то эти характеристики предполагаются заданными.

Конденсационные турбины ТЭС и ТЭЦ небольшой и средней мощности выполняются одноцилиндровыми (см. рис. 4.3,*а*). На АЭС одноцилиндровыми могут быть турбины для привода питательного насоса или теплофикационные агрегаты малой мощности, например турбины с противодавлением мощностью 50 МВт на АЭС «Шевченко», турбины с отбором пара мощностью 12 МВт на Билибинской АТЭЦ. Как правило, одноцилиндровые турбины соединяются с электрическим генератором или приводной машиной со стороны выхода пара.

В многоцилиндровых одновальных агрегатах цилиндры обычно располагаются по потоку пара, т. е. сначала ЦВД, ЦСД (если имеется) и один или несколько ЦНД, после чего устанавливается генератор (см. рис. 4.3,*б*). Другое расположение цилиндров встречается в основном в отечественных быстроходных влажно-паровых турбинах, когда ЦВД располагается посредине между двумя или четырьмя ЦНД — по одному или по два с каждой стороны (рис. 6.11, 6.16, 6.22, 4.3,*г*).

В настоящее время все одновальные агрегаты проектируются не более чем с пятью цилиндрами. В этом случае валопровод агрегата состоит из шести соединенных муфтами роторов турбины и генератора. К таким турбинам относятся турбины для АЭС К-500-65/3000, К-750-65/3000, К-1000-60/1500-1 ХТЗ, К-1000-60/3000 ЛМЗ, турбины для ТЭС К-800-240-5, К-1200-240 ЛМЗ, ряд крупных зарубежных турбин для ТЭС.

После ЦВД (или ЧВД) пар направляется на промежуточный перегрев, а во влажнопаровых турбинах и некоторых турбинах АЭС на перегретом паре (например, К-800-130 ЛМЗ для АЭС с реакторами БН) — предварительно на внешнюю сепарацию.

Увеличение числа цилиндров, естественно, связано с увеличением числа опорных подшипников, муфт. При этом возрастают требования к точности монтажа агрегата, к балансировке роторов, к жесткости фундамента и т. д., что в конечном счете вызывает повышенные трудности обеспечения надежной работы турбоагрегата.

Направление потоков пара в отдельных цилиндрах турбины определяется необходи-

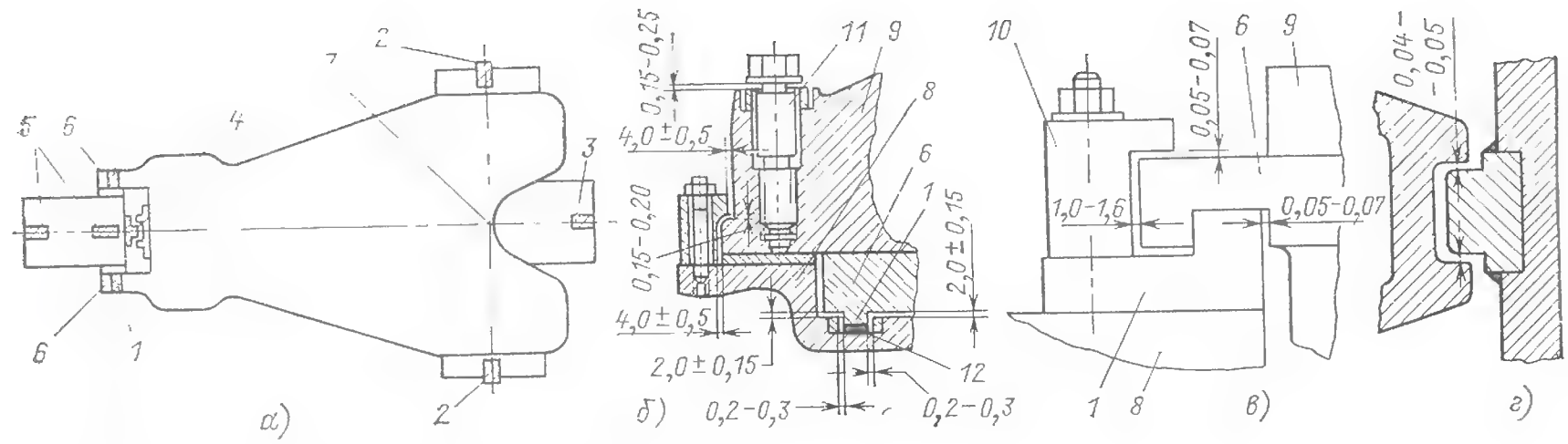


Рис. 6.8. Организация тепловых расширений турбины:

а — расположение шпонок в одноцилиндровой конденсационной турбине: *1* — поперечные шпонки под лапами цилиндра (см. рис. *б* и *в*); *2* — поперечные шпонки между выходным патрубком и фундаментными рамами; *3*—продольная шпонка между выходным патрубком или корпусом заднего подшипника и фундаментной рамой; *4* — вертикальные (радиальные) шпонки (см. рис. *г*); *5* — продольные шпонки между корпусом переднего подшипника и фундаментной рамой; *6* — лапы корпуса турбины; *7* — фикс-пункт; *6* — лапа опирания корпуса турбины на стул подшипника, применяемая в турбинах ХТЗ; *в* — то же в турбинах ЛМЗ и ТМЗ; *8* — корпус подшипника; *9* — фланец верхней половины корпуса турбины; *10* — прижимные скобы; *11* — домкратный болт; *12* — монтажная прокладка; *г* — радиальная шпонка

мостью уменьшить осевое усилие, действующее на упорный подшипник, сократить взаимные осевые перемещения валопровода и системы корпусов, уменьшить тепловые деформации, компактно расположить трубопроводы, органы парораспределения и т. д.

Цилиндр высокого давления может выполняться однопоточным (см. рис. 4.3,*в*) или противоточным с подводом пара в среднюю часть (см. рис. 4.3,*г* и 6.26). При большом объемном пропуске пара на входе в турбину насыщенного пара ЦВД может выполняться двухпоточным; тогда даже первая ступень, несмотря на уменьшенный вдвое расход пара будет иметь достаточную высоту лопаток. Выбор числа потоков в ЦВД определяется, с одной стороны, мощностью турбины, с другой — частотой вращения.

Тихоходные турбины со ступенями большого диаметра целесообразно выполнять двухпоточными при мощности больше 800—1000 МВт. Двухпоточная конструкция ЦВД имеет ряд преимуществ: уравновешивание осевых усилий, умеренную веерность последней ступени, отсутствие переднего концевого уплотнения с большим давлением пара перед ним. Недостатки такой конструкции — увеличенная длина ротора, удвоенное число ступеней. С двухпоточными ЦВД выполняются быстроходные турбины для АЭС К-500-65 и К-750-65 ХТЗ, К-1000-60 ЛМЗ, тихоходные турбины для АЭС ХТЗ мощностью 1000 МВт, многие зарубежные влажно-паровые турбины. В мощных турбинах двухпоточным может быть и ЦСД. Двухпоточный ЦСД имеется в турбинах для ТЭС К-800-240, К-1200-240 ЛМЗ, в тихоходной турбине ХТЗ для АЭС К-1000-60/1500-1 (см. рис. 6.20 и 6.26). При малом числе ступеней ЧВД и ЧСД можно объединить в один цилиндр с противоположным направлением потоков (рис. 4.3,*д*). Так выполнена турбина ХТЗ К-500-60/1500 (см. рис. 6.18), спроектирована турбина ЛМЗ К-800-130 (см. рис. 6.25). Цилиндры низкого давления всегда конструируются двухпоточными с центральным подводом пара (см. рис. 6.11, 6.14, 6.18—6.23, 6.25, 6.26).

При дроссельном парораспределении пар в ЦВД трубами большого диаметра подводится в кольцевую камеру внутреннего корпуса, в которой располагаются сопловые лопатки первой ступени. Аналогичным образом производится подвод пара в ЦСД и ЦНД. При сопловом парораспределении в ЦВД устанавливаются разделенные сопловые коробки.

Одной из важнейших задач конструирования турбоагрегата является организация тепловых расширений и опирания турбины. Малые зазоры в уплотнениях и проточной части, часто несимметричная конструкция, высокие температуры и большая длина турбоагрегата требуют тщательного подхода к решению этой задачи.

Схему опирания рассмотрим на примере одноцилиндровой конденсационной турбины. Корпус турбины с одной стороны опирается на фундамент, с другой — лапами, являющимися продолжением фланца нижней половины горизонтального разъема, на корпус подшипника (рис. 6.8,*а*). Между корпусом турбины и фундаментной рамой, между корпусами турбины и подшипника, между корпусом подшипника и фундаментной рамой имеется система направляющих шпонок.

В рассматриваемой конструкции корпус заднего подшипника выполнен заодно с выходным патрубком турбины. Эта система — выходной патрубок и корпус заднего подшипника — в плоскости опирания на фундамент

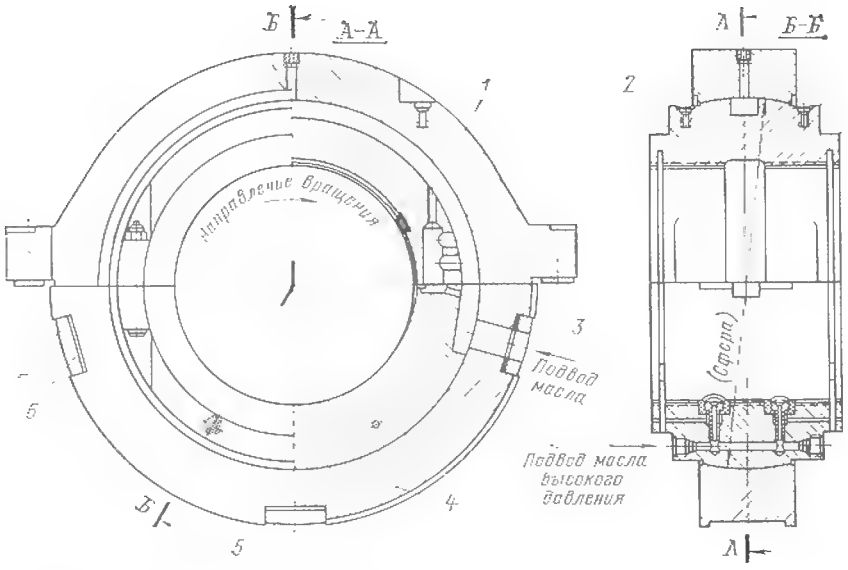


Рис. 6.9. Опорный подшипник турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — крышка обоймы вкладыша; *2* — вкладыш; *3* — установочная прокладка; *4* — обойма вкладыша; *5* — нижняя подушка; *6* — прокладка; *7* — боковая подушка

имеет две поперечные шпонки, лежащие на одной линии, перпендикулярной оси турбины, и продольную шпонку. Пересечение линий этих шпонок образует так называемый фикс-пункт, от которого турбина свободно расширяется во всех направлениях. Как правило, фикс-пункт организуется в зоне выходного патрубка, чтобы уменьшить перемещение конденсатора, обычно жестко связанного с выходным патрубком.

Под лапами корпуса установлены поперечные шпонки, допускающие взаимное расширение корпусов турбины и подшипника в поперечном направлении. На рис. 6.8,*б* показаны лапа, шпонка и система прокладок, необходимых при монтаже турбины конструкции ХТЗ, а на рис. 6.8,*в* — конструкции ЛМЗ и ТМЗ. Кроме того, между корпусами турбины и подшипника имеются (одна или две) вертикальные (радиальные) шпонки, организующие тепловые расширения в радиальном направлении (рис. 6.8,*г*). Под корпусом переднего подшипника имеется продольная шпонка.

При прогреве расширение турбины происходит от фикс-пункта: лапы через шпонки перемещают корпус переднего подшипника вдоль продольных шпонок по фундаментной раме.

В многоцилиндровой конструкции корпус ЦВД с помощью боковых лап устанавливается на корпусах подшипников. При нескольких ЦНД турбина может иметь несколько фикс-пунктов — каждый под своим ЦНД.

В связи с повышенными требованиями к жесткости опор сложных валопроводов в ряде конструкций не только подшипники ЦВД и ЦСД, но и подшипники ЦНД устанавливают отдельно от корпусов турбины. Такая схема использована, например, в турбине ЛМЗ К-1000-60/3000.

Роторы отдельных цилиндров между собой и ротор турбины с ротором генератора соединяются с помощью муфт. В мощных турбинах, как правило, используются жесткие муфты.

Ротор вращается в опорных подшипниках. Подшипники воспринимают нагрузку от ротора и дополнительные усилия, которые могут появиться в проточной части и из-за небаланса ротора.

В паровых турбинах применяются только подшипники скольжения с постоянной подачей масла. Шейки валов крупных турбин вращаются с большими окружными скоростями, достигающими 70 м/с и более. Вкладыши опорных подшипников имеют антифрикционную баббитовую заливку.

Конструкция опорного подшипника ХТЗ представлена на рис. 6.9. В последнее время для повышения устойчивости вращения валопровода и уменьшения потерь трения в мощных турбинах применяют сегментные опорные подшипники. В этом случае внутренний вкладыш подшипника заменяется тремя — шестью самоустанавливающимися колодками — сегментами [26, 38].

Обычно ротор каждого цилиндра покоится на двух опорных подшипниках. Иногда между двумя соседними цилиндрами располагается один опорный подшипник.

На весь агрегат устанавливается один упорный подшипник. Следует помнить, что даже при полностью уравновешенной конструкции проточной части могут возникнуть значительные осевые усилия (см. § 4.4). Конструкция одного из упорных подшипников представлена на рис. 6.10. Другие конструкции упорных подшипников рассмотрены в [38]. Часто применяются комбинированные упорно-опорные подшипники.

При проектировании турбины важную роль играет расположение упорного подшипника. Чем дальше находится ступень от упорного подшипника, тем большие осевые зазоры требуются в ее проточной части. Увеличенные зазоры и связанные с этим повышенные протечки в ступени особенно неблагоприятны в первых ступенях турбины с малыми высотами лопаток. Поэтому обычно упорный подшипник располагается со стороны первых ступеней ЦВД. В многоцилиндровых турбинах он расположен между ЦВД и ЦСД или между ЦВД и ЦНД, что к тому же позволяет несколько сократить тепловые перемещения в ступенях других цилиндров. Так, например, в пятицилиндровых турбинах АЭС К-500-65/3000 ХТЗ и К-1000-60/3000 ЛМЗ (см. рис. 6.11 и 6.22) упорный подшипник устанавливается между ЦВД и ЦНД-III, в турбине К-1000-60/1500-1 — между ЦВД и ЦСД (см. рис. 6.20).

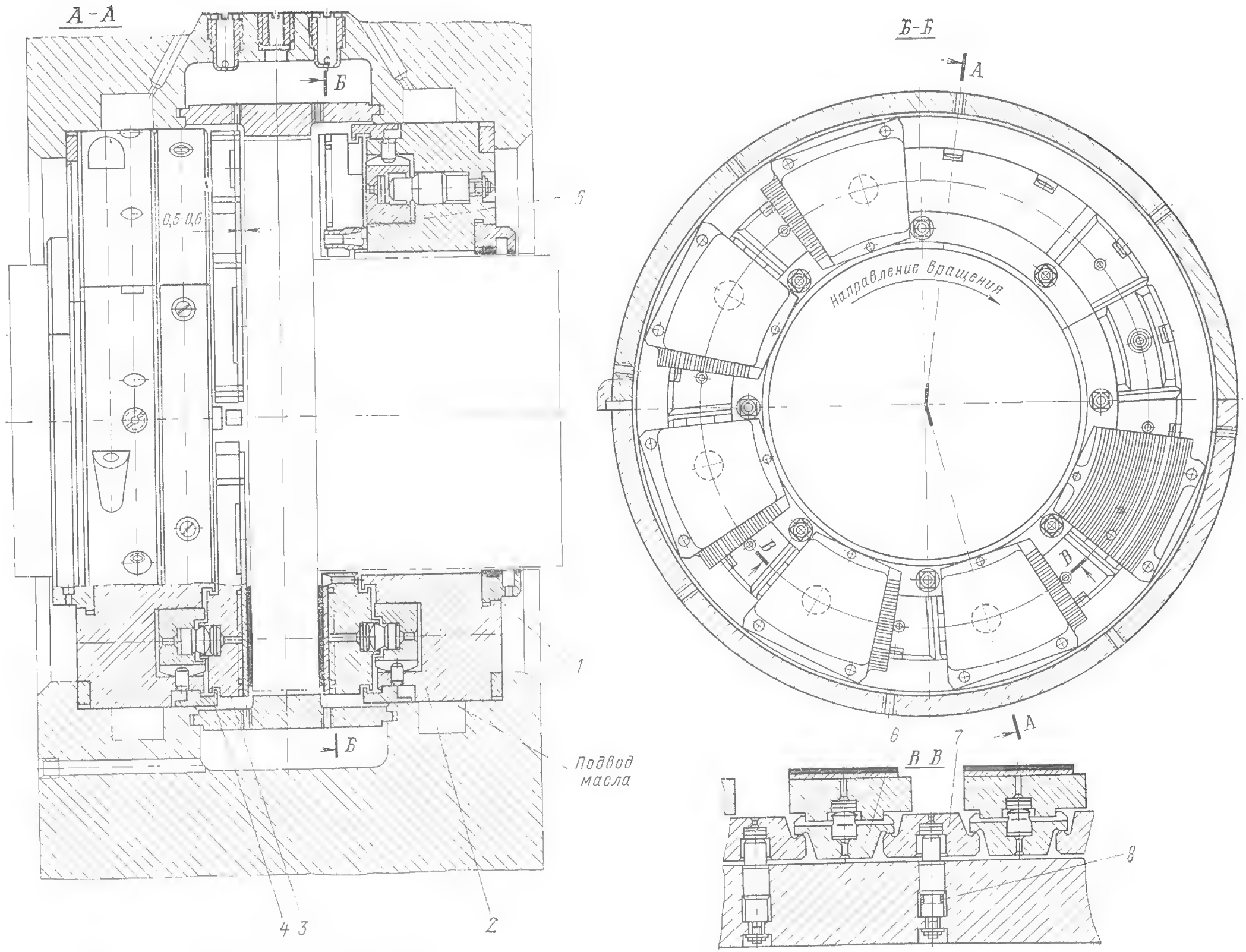


Рис. 6.10. Упорный подшипник турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — уплотнительное кольцо; *2* - обойма; *3* — упорная колодка; *4* — кольцо для установки осевых зазоров; *5* - сопло подачи масла; *6*, *7* опоры подушек; *8* — датчик осевых усилий

Для смазки подшипников турбинное масло подается масляными насосами, которые могут устанавливаться либо на валу турбины, либо вне ее.

Для равномерного нагрева ротора при пуске, охлаждении и остановке служат специальные валоповоротные устройства, чаще всего связанные с муфтой, соединяющей роторы турбины и генератора.

На АЭС с одноконтурными схемами при работе радиоактивным паром турбина имеет некоторые особенности. Обычно все паропроводы радиоактивного пара располагаются ниже отметки обслуживания. Например, на турбинах К-500-65/3000 ХТЗ перепускные ресиверы расположены под верхними ригелями фундамента и подвод пара в ЦНД организован через переходные патрубки конденсатора.

Специальные меры необходимы для предотвращения утечек пара из турбины. Особое внимание уделяется плотности всех фланцевых соединений. Иногда фланцы горизонтального разъема корпусов турбины в местах соединений завариваются тонкой лентой; по возможности фланцевые соединения трубопроводов, перепусков и паровпуска заменяются сварными соединениями. Если нельзя избежать применения фланцевого соединения, то соединение должно выполняться с уплотняющим буртиком; дополнительно устанавливаются металлические прокладки и осуществляется постоянный контроль отсутствия утечек.

Клапаны и концевые уплотнения должны быть герметичны. Для этого в них предусмотрена специальная система подвода и отвода пара, в частности организуется подача нерадиоактивного пара в уплотнения из испарителя давлением 0,1 МПа (см. рис. 4.13). Чистый пар подается также на уплотнения штоков клапанов.

В турбинах ХТЗ для одноконтурных схем АЭС исключается применение серого чугуна, а также материалов, содержащих кобальт, ограничено применение меди и цинка, так как эти элементы могут вымываться из деталей турбины радиоактивным паром, содержащим O_2, и переноситься в реактор, что недопустимо.

6.5. ТИПИЧНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ВЛАЖНО-ПАРОВЫХ ТУРБИН

Рассмотрение конструкций паровых турбин и их некоторых элементов начнем с широко распространенной турбины ХТЗ К-500-65/3000 (рис. 6.11).

Турбина предназначена для работы в дубль-блоке (две турбоустановки на один реактор) в одноконтурной схеме с реактором РБМК-1000 тепловой мощностью $P_{тепл}$=3140 МВт. Номинальная электрическая мощность турбоагрегата $P_э$=500 МВт, параметры пара: перед стопорными клапанами давление p_0=6,46 МПа, сухость x_0=0,995, давление за ЦВД $p_{разд}$=0,33 МПа. Двухступенчатый СПП обеспечивает температуру промперегрева $t_{пп}$=250 °С, конечное давление $p_к$=4,2 кПа (при температуре охлаждающей воды $t_{о.в}$=12 °С и ее расходе 25 740 м³/ч). В турбине предусмотрено шесть нерегулируемых отборов пара для подогрева питательной воды (в пяти ПНД и деаэраторе с давлением 0,69 МПа) до температуры 168 °С. Тепловая схема турбоустановки дана на рис. 9.1. Частота вращения турбоагрегата n=50 1/с.

Турбина К-500-65 состоит из одного ЦВД и четырех ЦНД. Турбина выполнена с дроссельным парораспределением и, следовательно, не имеет регулирующей ступени. В связи с большими объемными пропусками пара на входе и на выходе из ЦВД (соответственно 35 и 300 м³/ч) его проточная часть выполнена двухпоточной с подводом пара в центре цилиндра. В каждом потоке по пять ступеней. Сопловые лопатки первой из них расположены в камере, образуемой внутренним корпусом. В остальных ступенях сопловые лопатки установлены в сборных диафрагмах. Рабочие лопатки (см. рис. 6.6) с помощью грибовидных хвостовиков установлены на дисках ротора.

Ротор ЦВД сварнокованый, состоящий из центрального кольца, шести дисков, четыре из которых несут по два ряда лопаток, а два — по одному, и двух концевых участков с полумуфтами. За дисками последних ступеней расположены концевые уплотнения.

Подвод пара в ЦВД производится через два блока стопорно-регулирующих клапанов с помощью входных труб с поршневыми кольцами (рис. 6.12), обеспечивающих свободное тепловое расширение внутреннего корпуса в наружном. Во внутреннем корпусе расположены диафрагмы вторых ступеней. После второй ступени ЦВД пар отбирается на первую ступень перегрева СПП. Диафрагмы двух следующих ступеней установлены в обоймах, а последней — непосредственно во внешнем корпусе. После третьей ступени пар отбирается на деаэратор, а после четвертой — на ПНД-5. Организация почти за всеми (кроме первой) ступенями отборов пара рациональна для снижения влажности в последующих ступенях (см. § 3.6 и 4.3). После ЦВД пар через четыре выходных патрубка направляется на СПП и далее в ЦНД.

Ротор ЦВД вращается в двух опорных подшипниках (см. рис. 6.9). Подшипник имеет сферический вкладыш, поворачивающийся

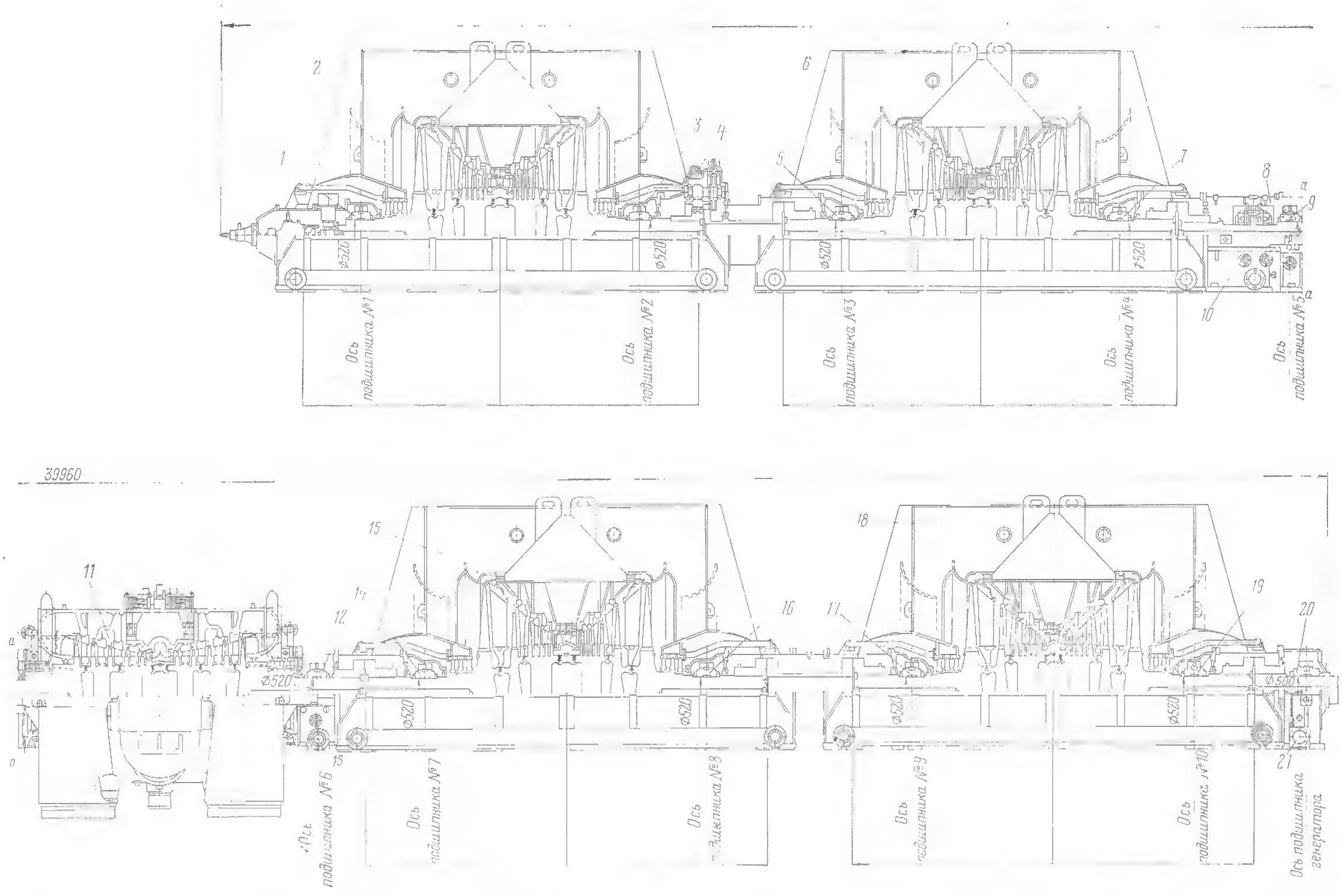


Рис. 6.11. Турбина насыщенного пара К-500-65/3000 ХТЗ для работы на одноконтурных АЭС:

1, 3, 5, 7, 9, 12, 14, 16, 17, 19, 20 — опорные подшипники; *2, 6, 15, 18* — ЦНД; *11* — ЦВД; *4* — валоповоротное устройство; *8* — упорный подшипник; *10, 13, 21* — приставные опоры подшипников

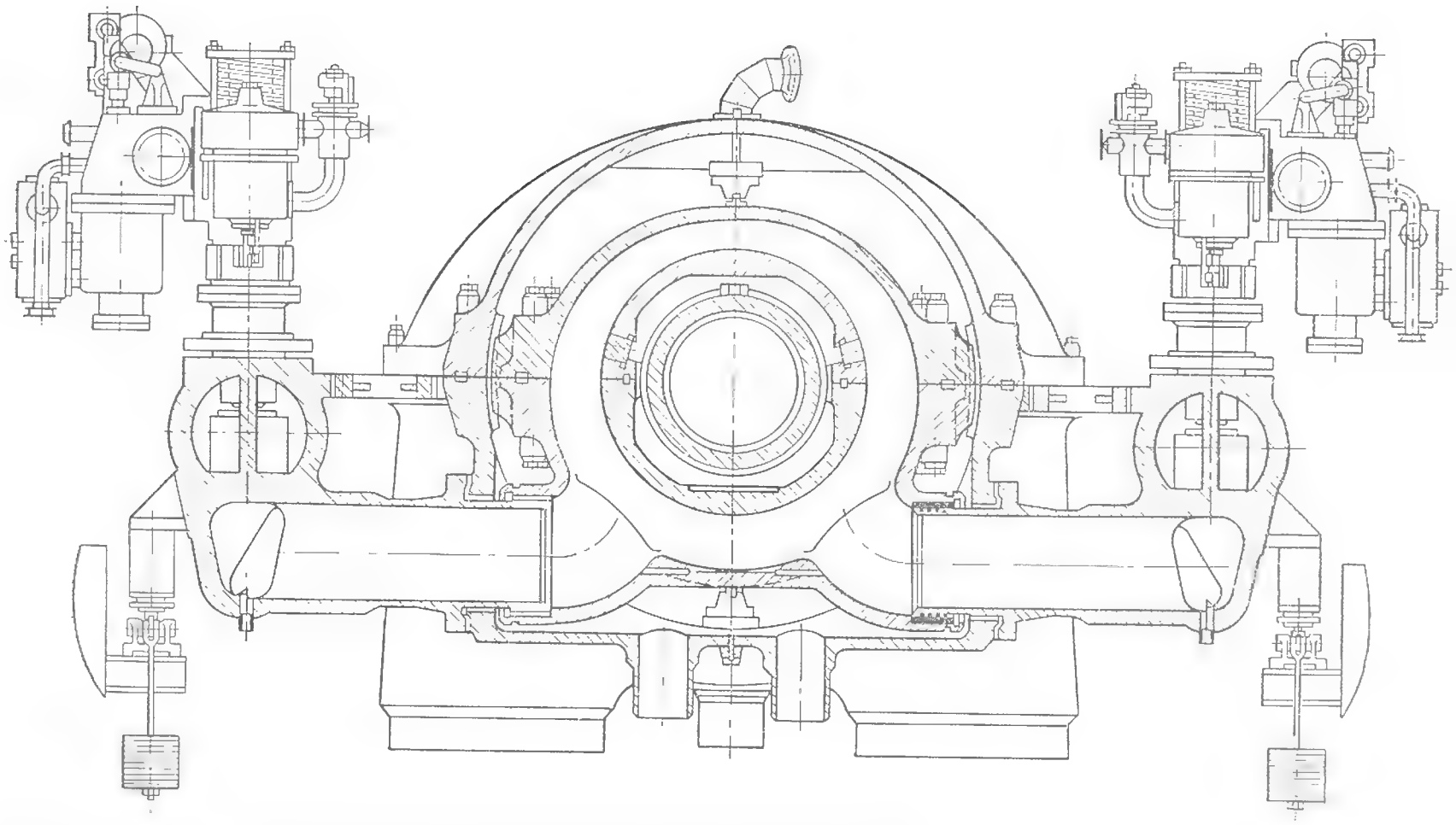


Рис. 6.12. Поперечный разрез по паровпуску турбины К-500-65/3000 ХТЗ

при монтаже соответственно искривлению линии вала. Обойма вкладыша установлена на трех подушках. Центровка ротора осуществляется прокладками между подушками и вкладышем, а также двумя прокладками крышки обоймы вкладыша. Подача масла производится через одну из боковых подушек. В зазор между баббитовой заливкой вкладыша и ротором масло поступает с двух сторон через горизонтальный разъем внутреннего вкладыша. При трогании ротора во время пуска производится гидростатический его подъем маслом повышенного давления (до 4—6 МПа). При гидростатическом подъеме уменьшается истирание баббита, снижается мощность холостого хода.

Рядом с опорным подшипником между ЦНД-III (нумерация ЦНД идет от генератора) и ЦВД располагается упорный подшипник. По обе стороны упорного диска (гребня) располагаются упорные колодки. Обычно их по восемь — десять с каждой стороны. Колодки устанавливаются свободно и могут поворачиваться около радиальной линии или одной точки. При вращении между упорным диском и колодками образуется масляный клин. Специальные устройства служат для установки упорного подшипника и выравнивания колодок по кольцу.

Масло к упорным колодкам подается через маслораздаточные камеры и сопла. Сопла располагаются на меньших, чем колодки, радиусах и между колодками. За счет центробежной силы масло отбрасывается к периферии, откуда сливается в нижнюю половину корпуса подшипника. При этом, пока осуществляется подача масла, между упорным диском и колодками всегда будет необходимая масляная пленка.

Корпус ЦВД покоится на корпусах подшипников с помощью лап. Система подкладок под лапами служит для установки корпуса (см. рис. 6.8,*б*). Между корпусом ЦВД и корпусами подшипников имеются с каждой стороны радиальные шпонки.

Все ЦНД имеют одинаковые проточные части и малоотличающиеся статорные узлы. Проточная часть ЦНД, каждый из которых является двухпоточным, состоит из пяти ступеней с высотами лопаток от 240 до 852 мм. Корневой диаметр ступеней понижается по потоку пара. При среднем диаметре последней ступени 2,35 м ее веерность характеризуется отношением $0=2{,}76$. Кольцевая площадь выхода ступени $\Omega=6{,}34$ м^2. Суммарная кольцевая площадь выхода $i\Omega=50{,}4$ м^2 обеспечивает умеренные выходные потери даже при глубоком вакууме. Рабочие лопатки первых ступеней выполнены с бандажом. В остальных ступенях для улучшения вибрационных характеристик установлены демпферные проволочные связи (см. рис. 6.7).

Роторы ЦНД сварнокованые; каждый из них опирается на два опорных подшипника

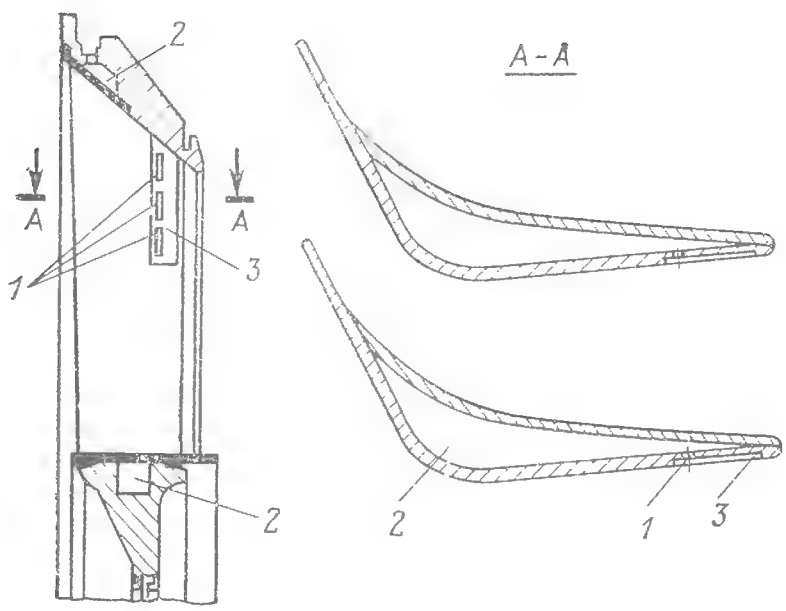


Рис. 6.13. Полая сопловая лопатка ХТЗ с внутриканальной сепарацией влаги:

1 — влагозаборные щели; *2* — влагоотводящие каналы; *3* — влагоприемный паз

(см. рис. 6.9). Кроме того, в корпусе последнего подшипника турбины располагается опорный подшипник генератора. С учетом второго подшипника генератора весь валопровод имеет 12 опорных и 1 упорный подшипник. Роторы ЦНД соединены жесткими насадными муфтами.

При пуске и остановке турбины валопровод вращается с частотой 0,5 1/с валоповоротным устройством, расположенным на крышке корпуса подшипников между ЦНД-III и ЦНД-IV.

Корпус ЦНД сварной, из углеродистой стали, как и другие корпуса турбин, имеет горизонтальный, а также несколько вертикальных разъемов. Пар после СПП подводится к ЦНД снизу двумя трубами через нижнюю половину выходного патрубка. Такая сложная конструкция обусловлена особенностью одноконтурной схемы АЭС: все паропроводы находятся в специальном боксе. Пар покидает ЦНД, проходя через осерадиальные выходные патрубки, и далее поступает в расположенные под турбиной конденсаторы.

Сопловые лопатки первой ступени закреплены непосредственно в корпусе, остальных ступеней — в диафрагмах. В первых четырех ступенях применены высокоэкономичные профили МЭИ. В последней ступени организована внутриканальная сепарация влаги (рис. 6.13) через полые сопловые лопатки сварнолистовой конструкции с удлиненным входным участком профиля. Концевые уплотнения в ЦНД служат для предотвращения подсоса воздуха в конденсатор. Для обеспечения жесткости крупногабаритный корпус ЦНД имеет разветвленную систему ребер. На каждом ЦНД установлено по два атмосферных клапана, срабатывающих, т. е. выпускающих пар, при давлении 0,108 МПа. Атмосферные клапаны располагаются на переходных патрубках в боксе. Нижние половины корпусов подшипников сварены заодно с нижней половиной выходных патрубков ЦНД. Между ЦНД-III и ЦВД имеется дополнительная приставная опора упорного подшипника. Нижняя половина патрубка выполнена с расположенным по периметру балконом, которым ЦНД опирается на фундаментные рамы.

Турбина имеет четыре фикс-пункта (один для ЦВД и ЦНД-III и три для каждого из остальных ЦНД), образуемых поперечными шпонками под балконом ЦНД и продольными шпонками под корпусами подшипников.

Общая длина турбоагрегата 56 м, масса собственно турбины 1570 т.

6.6. КОНСТРУКЦИИ БЫСТРОХОДНЫХ ТУРБИН НАСЫЩЕННОГО ПАРА ХТЗ

Турбина К-220-44-1 спроектирована на $p_0 = 4{,}31$ МПа и $x_0 = 0{,}995$ и предназначена для большой серии АЭС с реакторами ВВЭР-440. На один реактор устанавливаются два турбоагрегата.

После ЦВД пар при давлении 0,3 МПа направляется в СПП. Перегрев пара производится до температуры 240 °С паром, отбираемым за второй ступенью при давлении 1,9 МПа, затем свежим паром.

Конструкция турбины показана на рис. 6.14. Частота вращения $n = 50$ 1/с. Турбина состоит из ЦВД и двух двухпоточных ЦНД с сопловым парораспределением и с четырьмя регулирующими клапанами. В настоящее время на основе опыта эксплуатации для повышения надежности турбина переведена на работу с дроссельным парораспределением. Поперечный разрез по паровпуску показан на рис. 5.10,*б*. Перед ЦНД после СПП установлены отсечные поворотные заслонки. В ЦВД расположено шесть ступеней, рабочие лопатки которых имеют грибовидные хвостовики и установлены на цельнокованом роторе. Первые четыре ступени имеют рабочие лопатки с бандажами. Для уменьшения осевого усилия, действующего на упорный подшипник, на роторе выполнен разгрузочный диск (см. § 4.4). В ЦНД, имеющих проточную часть, аналогичную другим ЦНД серийных турбин ХТЗ, в частности подробно рассмотренной в § 6.4 турбины ХТЗ — К-500-65/3000, расположено по пять ступеней в потоке. Отличие этих ЦНД заключается в способе подвода пара: так как турбина

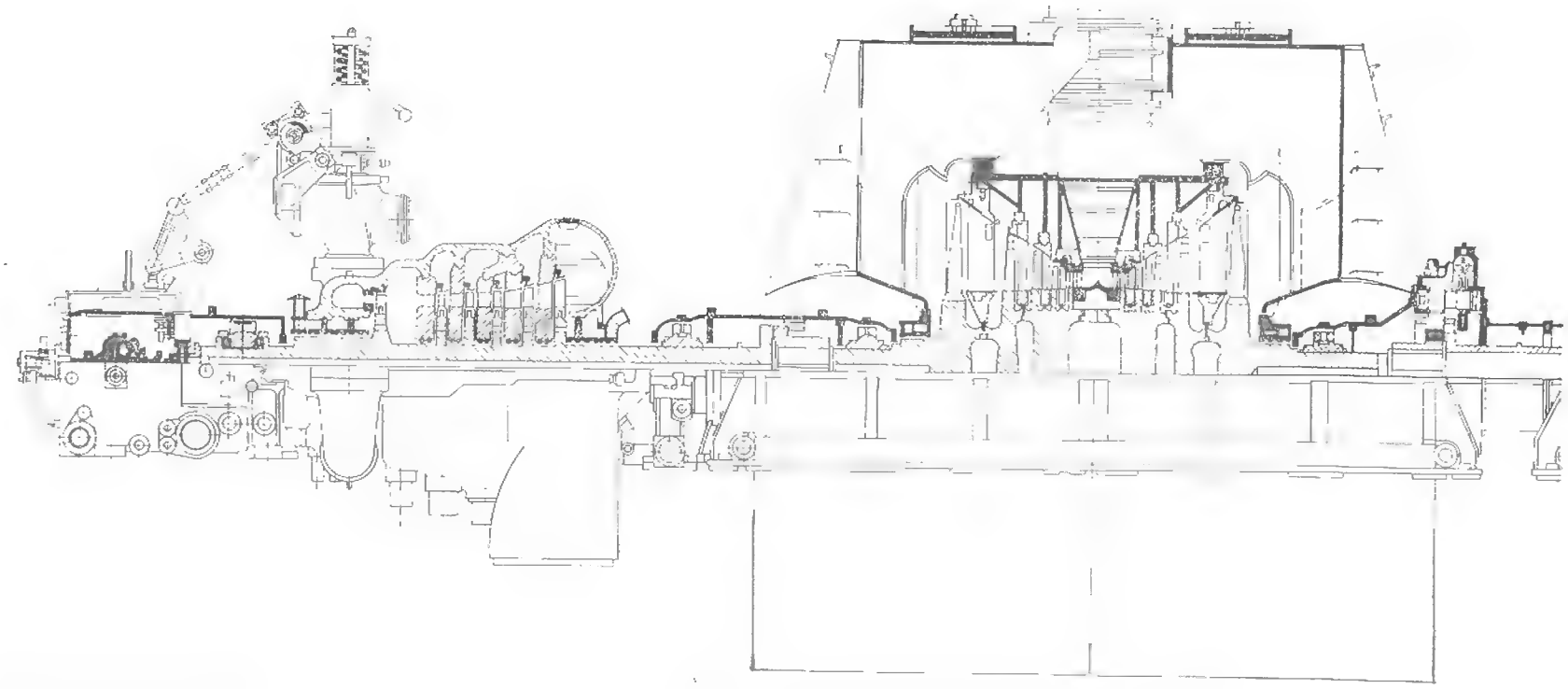


Рис. 6.14. Турбина насыщенного пара К-220-44 ХТЗ (показан один из двух ЦНД)

К-220-44 предназначена для двухконтурных схем АЭС, то нет необходимости в специальной трассировке паропроводов и подвод пара в ЦНД осуществляется сверху.

Турбина спроектирована в двух модификациях: при расчетном $p_к=5{,}1$ кПа с последней лопаткой длиной 852 мм и $\Omega=6{,}3$ м^2 и для $p_к=2{,}9$ кПа с лопаткой длиной 1030 мм с $\Omega=8{,}18$ м^2 (вариант К-220-44-3).

Опорные подшипники той же конструкции, что и показанная на рис. 6.9; упорный подшипник объединен с опорным и установлен со стороны входа в ЦВД. Турбина имеет два фикс-пункта: первый для ЦВД и ЦНД-I, второй для ЦНД-II. Тепловая схема турбоустановки приведена на рис. П.1.

Модификация турбины ХТЗ К-220-44-4 имеет всего один ЦНД новой конструкции с последней лопаткой длиной 920 мм и кольцевой площадью $\Omega=8{,}16$ м^2. Лопатка спроектирована для работы с большим массовым расходом пара $G_к$, примерно удвоенным по сравнению с расходом пара, на который рассчитаны другие последние лопатки быстроходных турбин ХТЗ. Ухудшенный вакуум и значительный отбор пара позволили при той же мощности, что и турбины К-220-44, иметь не четыре, а всего два потока пара, направляемого к конденсатору (рис. 6.15).

Турбина К-750-65/3000 предназначена для работы в дубль-блоке одноконтурной АЭС с реактором кипящего типа электрической мощностью 1500 МВт (реактор РБМК-1500). Первые такие турбины установлены на Игналинской АЭС. Параметры этой турбины: $p_0=6{,}37$ МПа, $x_0=0{,}995$, $p_{разд}=0{,}49$ МПа, $t_{п.п}=263$ °С, одноступенчатый СПП, $p_к=4{,}4$ кПа, $n=50$ 1/с.

Турбина (рис. 6.16) имеет конструктивную схему, аналогичную турбине К-500-65/3000-1: двухпоточный ЦВД и с каждой стороны по два двухпоточных ЦНД. В каждом потоке ЦНД по пять ступеней с $l_z=1030$ мм и суммарной кольцевой площадью последней ступени $i\Omega=8\cdot 8{,}19=65{,}5$ м^2. В ЦВД все ступени, включая последнюю, имеют рабочие лопатки с бандажом.

Для повышения экономичности ЦВД при меньшем его теплоперепаде (по сравнению с турбиной К-500-65/3000) диаметры как ступеней, так и концевых уплотнений уменьшены. В каждом потоке ЦВД по шесть ступеней.

Тепловая схема турбоустановки дана на рис. П.3.

6.7. ТИХОХОДНЫЕ ТУРБИНЫ ХТЗ

Харьковским турбинным заводом спроектирована и начата изготовлением серия тихоходных на $n=25$ 1/с турбин мощностью 500 и 1000 МВт, рассчитанных на работу насыщенным паром для АЭС с ВВЭР при двух значениях конечного давления: $p_к=5{,}8$ кПа и $p_к=3{,}9$ кПа. Серия турбин имеет большую степень унификации, в частности по проточным частям. Конструктивные схемы турбин серии показаны на рис. 6.17.

Во всех турбинах используется почти неизменная проточная часть высокого давления, имеющая семь ступеней активного типа с $d_к=1{,}7$ м и высотами лопаток от $l_1=114$ мм до $l_z=240$ мм. Часть среднего давления в зависимости от $p_к$ и, следовательно, числа ЦНД имеет четыре или пять ступеней с $d_к\approx 2{,}0$ м и высотами рабочих лопаток от $l_1=220$ до $l_z=500$ или 600 мм. В каждом потоке ЦНД

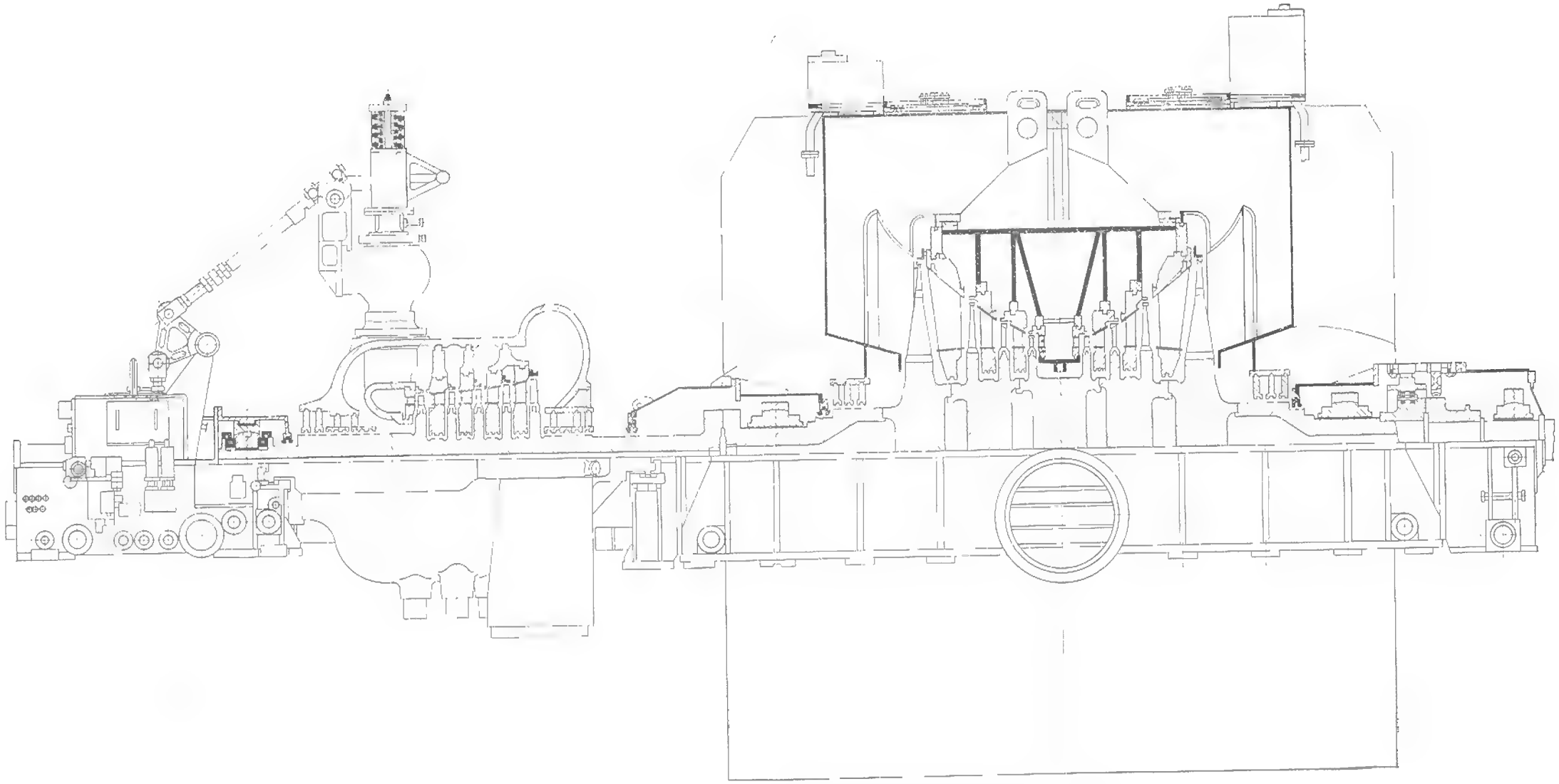


Рис. 6.15. Продольный разрез турбины насыщенного пара ХТЗ К-220-44-4 с одним ЦНД и l_z=920 мм (на n=50 1/с)

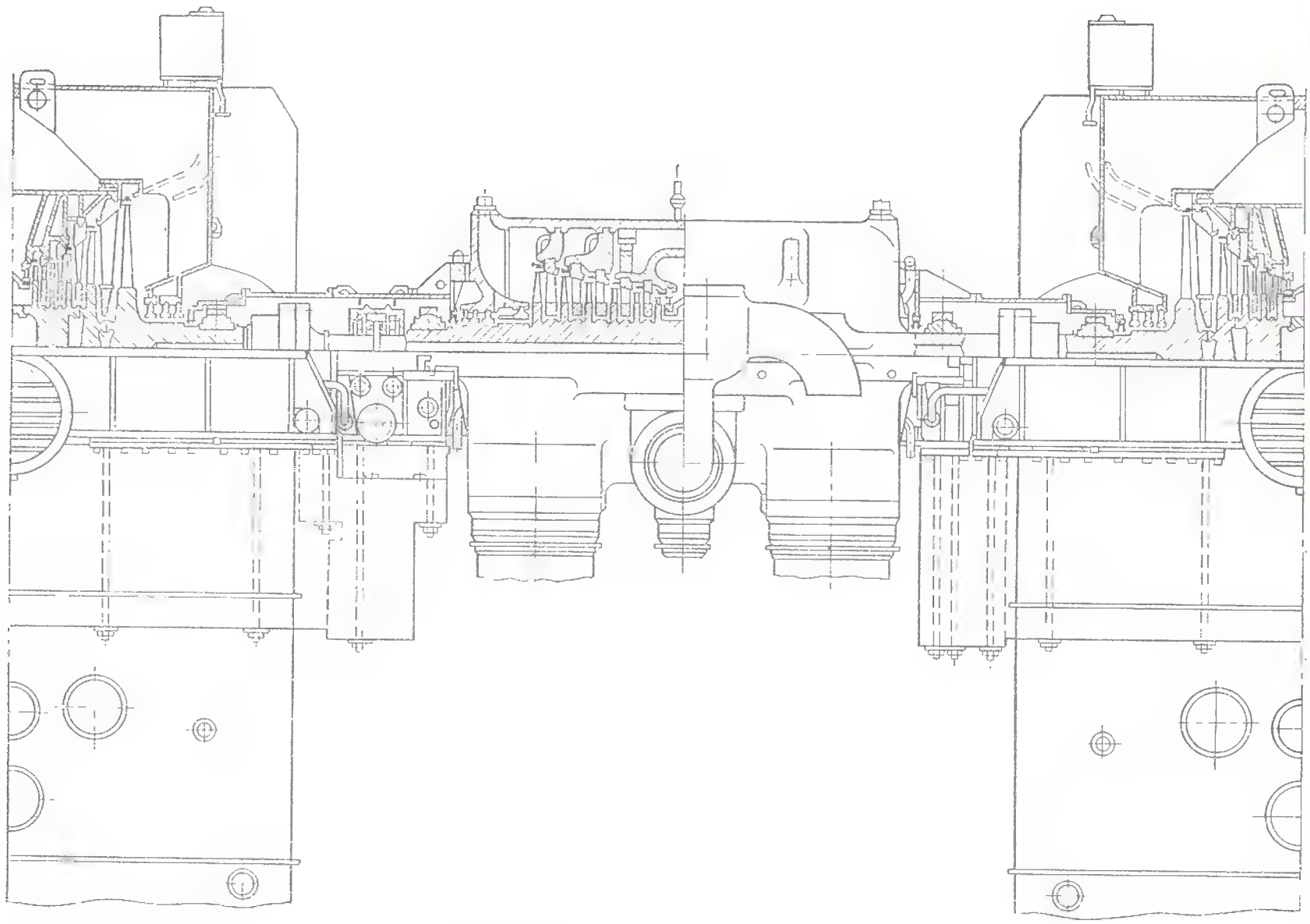


Рис. 6.16. Турбина насыщенного пара К-750-65/3000 ХТЗ (по обе стороны ЦВД располагаются по два ЦНД)

имеется четыре или семь ступеней. Последняя ступень имеет длину рабочей лопатки l_z=1450 мм, отношение d/l=2,86, кольцевую площадь Ω=18,9 м². Все турбины с дроссельным парораспределением.

Для турбин мощностью 1000 МВт имеется другая модификация, в которой отсутствует ЦСД. В этом случае ЦВД тот же, что и в предыдущих модификациях, а ЦНД имеет семь ступеней с высотой первой рабочей лопатки l_1=100 мм.

Турбина К-500-60/1500 предназначена для АЭС с реакторами ВВЭР электрической мощностью 1000 МВт (две турбины на один реактор) и рассчитана на работу на насыщенном паре с p_0=5,88 МПа с внешней сепарацией при $p_{разд}$=1,15 МПа и двухступенчатым промперегревом до $t_{пп}$=250 °С. Предусмотрено семь отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды до $t_{п.в}$=223 °С. Расчетное конечное давление $p_к$=5,9 кПа. Две такие турбины работают на пятом блоке Нововоронежской АЭС.

Турбина состоит из двух цилиндров (рис. 6.18): ЦВД, в котором расположены однопоточные ЧВД и ЧСД, и двухпоточного ЦНД. Потоки в ЦВД имеют противоположное направление. Однопоточные ЧВД и ЧСД, несмотря на повышенный диаметр, позволили выполнить лопатки достаточной высоты. В турбине К-500-60/1500 в ЧВД пар влажный (y_0=0,5%, $y_z^{ЧВД}$=10%), в ЧСД—перегретый, в ЧНД—сначала немного перегретый, в конце $y_к$=15%. Облопачивание ЧВД и ЧСД—обычного для ХТЗ активного типа с ленточными бандажами и грибовидными хвостовиками.

Ротор первого цилиндра сварной (из четырех элементов), барабанной конструкции, что позволяет снизить уровень термических напряжений при резком изменении температуры пара при пуске и сбросе нагрузки. Длина ротора 11 м, масса 70 т. Корпус первого цилиндра—двойной; во внутреннем корпусе установлены первые три ступени. Остальные ступени ЧВД расположены в двух обоймах.

Подвод пара производится через патрубки с поршневыми кольцами. Отборы из ЧВД осуществляются после 3-й, 5-й и 7-й ступеней. Все диафрагмы ЧВД и ЧСД, кроме последней, крепятся попарно. Кольцевой выступ

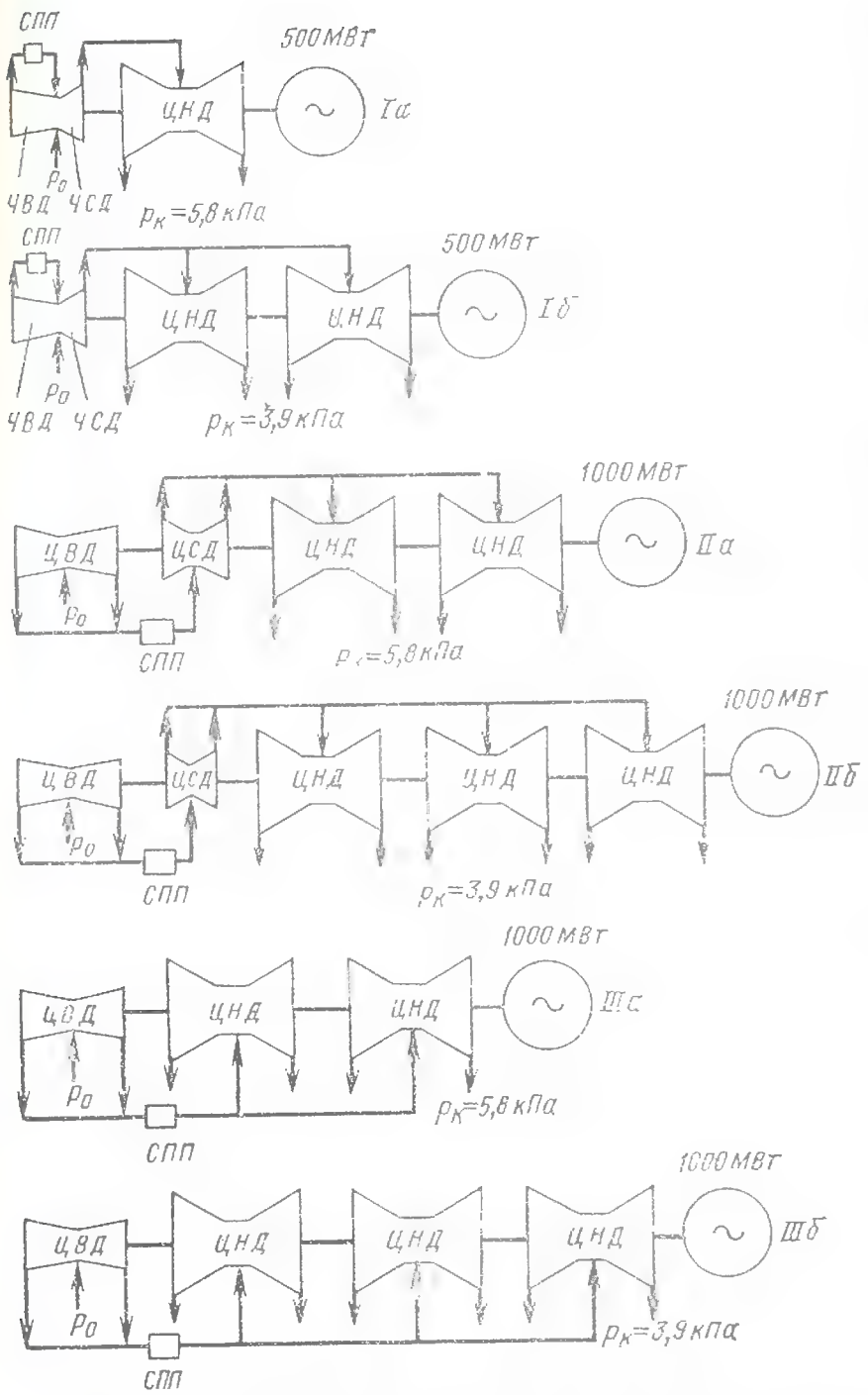


Рис. 6.17. Конструктивные схемы серии тихоходных турбин ХТЗ

внутреннего корпуса разделяет ЧВД и ЧСД. Для уменьшения габаритов корпуса выходной патрубок присоединяется к нему вертикальным фланцем.

Передняя часть корпуса цилиндра опирается на корпус переднего подшипника лапами, а выходной патрубок—непосредственно на фундамент боковыми балконами.

Каждый из роторов опирается на два опорных подшипника со сферическими вкладышами. Между цилиндрами расположен упорный подшипник. Сварной ротор ЦНД состоит из восьми дисков без центральных отверстий, промежуточного участка и двух хвостовиков. Максимальный диаметр (первых дисков) около 3 м. Длина ротора 11,5 м, масса 160 т. В отличие от сварных роторов быстроходных турбин ХТЗ хвостовые части выполняются отдельно от дисков, что облегчает изготовление ротора.

Диафрагмы в ЦНД также сварные, со сболченными половинами. Корпус ЦНД—одностенный, опирается на фундамент боковыми лапами, в которых находятся специальные пружины, воспринимающие около половины нагрузки неподвижных частей ЦНД. Корпуса подшипников опираются на массивные тумбы фундамента. Корпуса концевых уплотнений жестко соединены с корпусами подшипников и имеют гибкие связи с корпусом ЦНД.

Такая конструкция цилиндра в значительной степени позволяет снять с громоздких выходных частей турбины функции несущей конструкции. Деформации выходных патрубков под действием атмосферного давления или неравномерного нагрева не нарушают центровку проточной части.

В данной конструкции вертикальная нагрузка на фундамент определяется массами ротора и неподвижных частей ЦНД (всего примерно 550 т). Масса же конденсаторов, составляющая с водой около 1800 т, не нагружает фундамент собственно турбины.

В турбине принята схема с боковым выходом пара из ЦНД и боковым расположением конденсаторов (рис. 6.19). Преимуществами такой конструкции являются существенное упрощение и ужесточение фундамента турбины, уменьшение его высоты. Боковой выход пара уменьшает окружную неравномерность давления за лопатками последней ступени, что повышает их динамическую надежность; более благоприятны условия для восстановления давления от последней ступени к конденсатору; улучшается также центровка агрегата.

В то же время недостатками такой конструкции являются дополнительные трудности при ремонте и обеспечении плотности, так как увеличивается общая протяженность вакуумных разъемов (в конструкциях ХТЗ по сравнению с подвальным расположением конденсатора протяженность увеличивается примерно на одну треть). При боковых конденсаторах имеется некоторая опасность заброса воды в проточную часть турбины. Для уменьшения этой опасности боковые конденсаторы расположены отдельно от турбины и несимметрично (ниже) относительно горизонтального разъема турбины.

Тепловая схема турбоустановки дана на рис. П.2.

Турбина К-1000-60/1500-1 в модификации с ЦСД и боковыми конденсаторами (рис. 6.20) имеет высокую степень унификации с турбиной К-500-60/1500. Отметим особенности этой турбины. При глубоком вакууме ($p_к$=3,9÷4,4 кПа) турбина выполняется пятицилиндровой, при $p_к$=5,9 кПа может быть четырехцилиндровой—ЦВД, ЦСД и два ЦНД. Каждый цилиндр—двухпоточный с подводом пара в середине корпуса. Все роторы

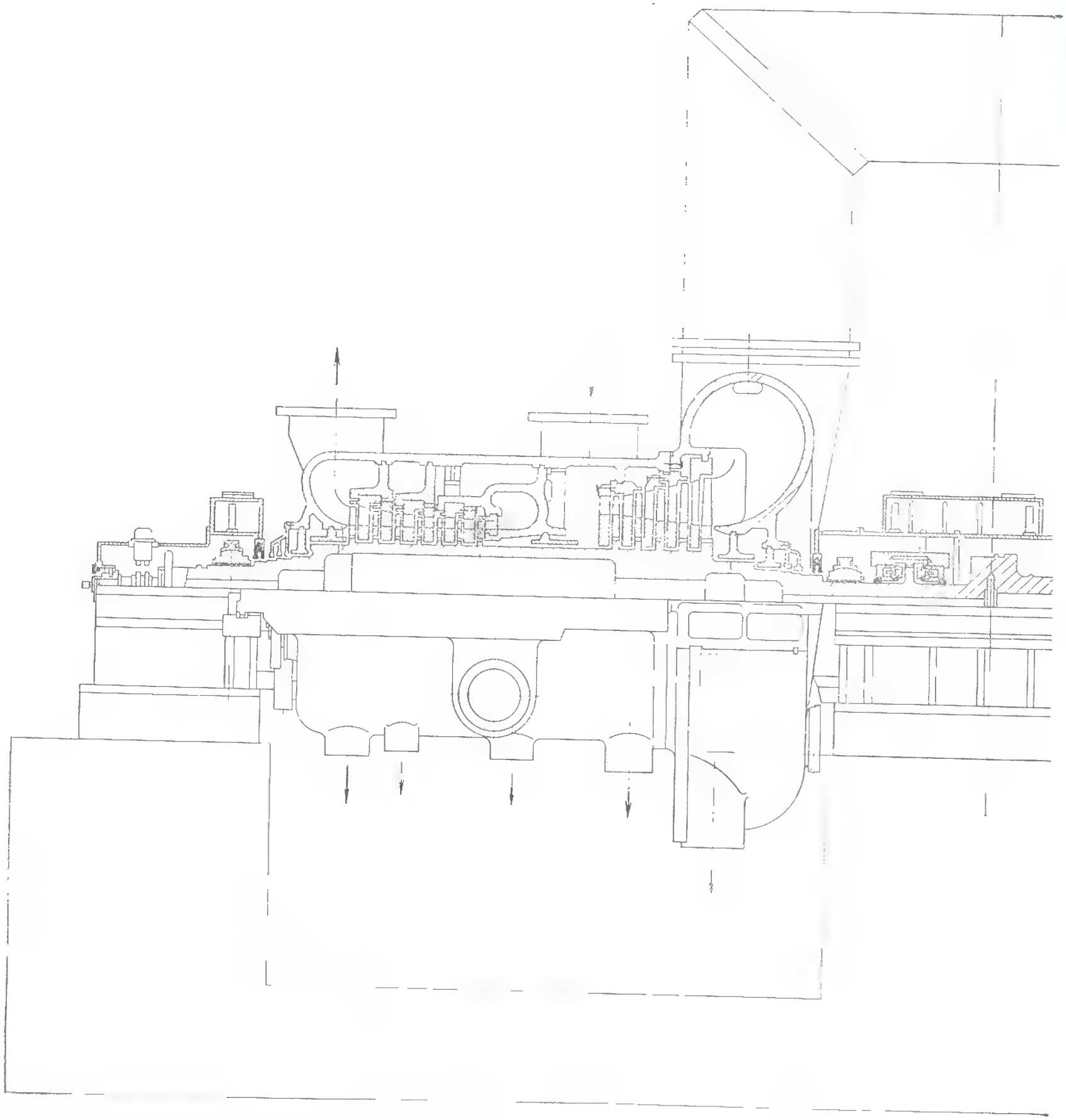
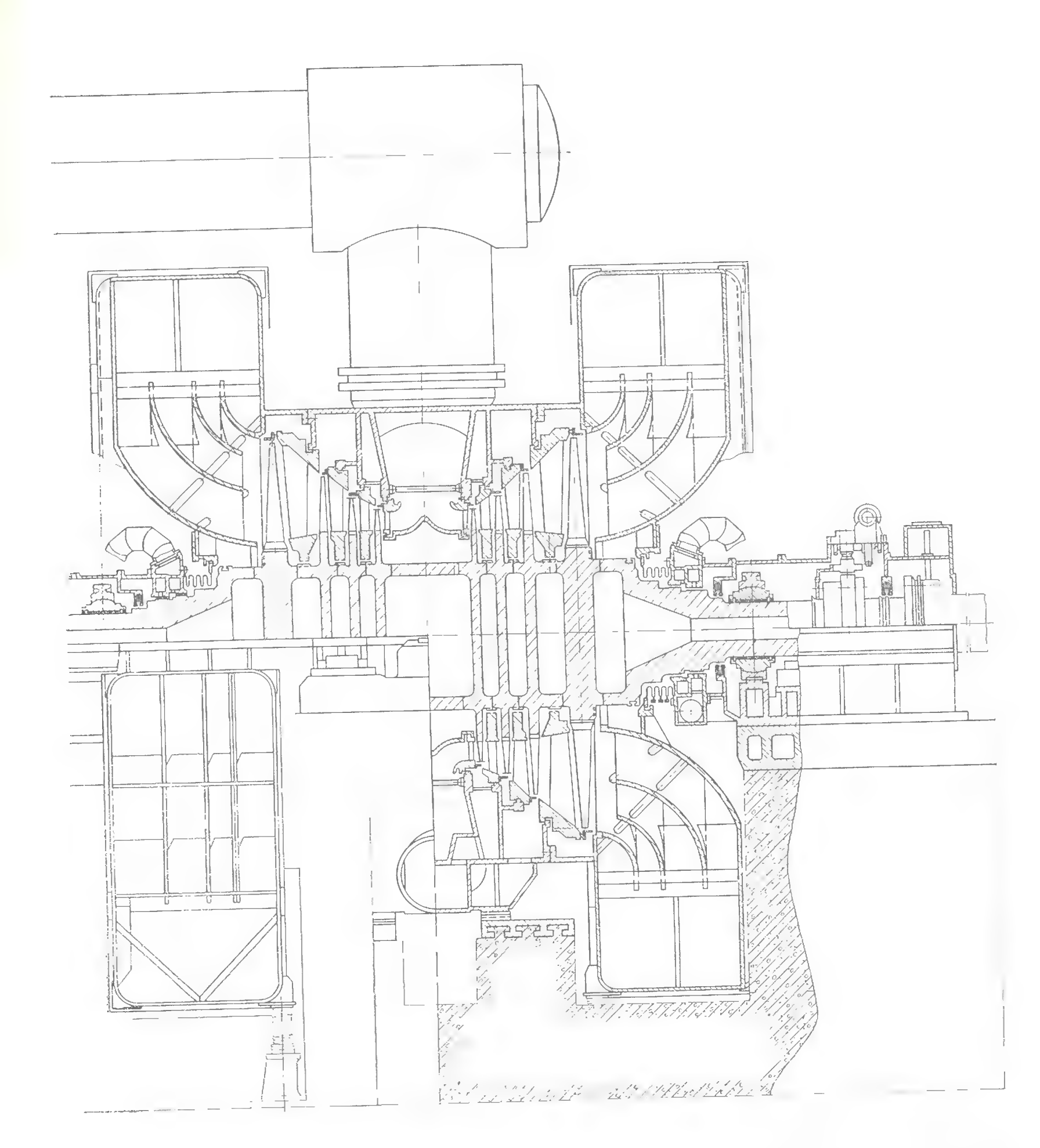


Рис. 6.18. Турбина насыщенного пара К-500-60/1500 ХТЗ

сварные или сварнокованые. Корневой диаметр ступеней в ЦВД неизменный, в ЦСД и ЦНД понижается по потоку. Муфты жесткие с полумуфтами, откованными заодно с концевыми участками роторов. Каждый ротор вращается в двух опорных подшипниках; упорный подшипник расположен между ЦВД и ЦСД. Корпуса ЦВД и ЦСД—литые или сварнолитые, ЦНД—сварные.

После ЦВД пар по ресиверам направляется в СПП, откуда, пройдя через стопорные клапаны, поступает в нижнюю половину ЦСД. Перепуск в ЦНД производится по верхним ресиверам. Турбина имеет (в пятицилиндровом варианте) три фикс-пункта: между ЦСД и ЦНД, между ЦНД-II и ЦНД-III, между ЦНД-III и генератором.

Конденсаторы — бокового расположения,



одноходовые, последовательно включенные по воде.

Первые турбины К-1000-60/1500-1 с тремя ЦНД находятся в эксплуатации на первых блоках Южно-Украинской и Калининской АЭС. Тепловая схема турбоустановки приведена на рис. П.5.

Турбина К-1000-60/1500-2 разработана на основе рассмотренной выше модификации агрегата К-1000-60/1500-1. Принципиальные ее отличия—отсутствие ЦСД и изменение конструкции и компоновки, связанные с расположением конденсаторов (рис. 6.21). Паропроводы и конденсаторы находятся ниже уровня пола (подвальное расположение).

Турбина имеет ЦВД и три ЦНД с осерадиальным выходом пара в конденсаторы. Двухпоточный семиступенчатый ЦВД унифи-

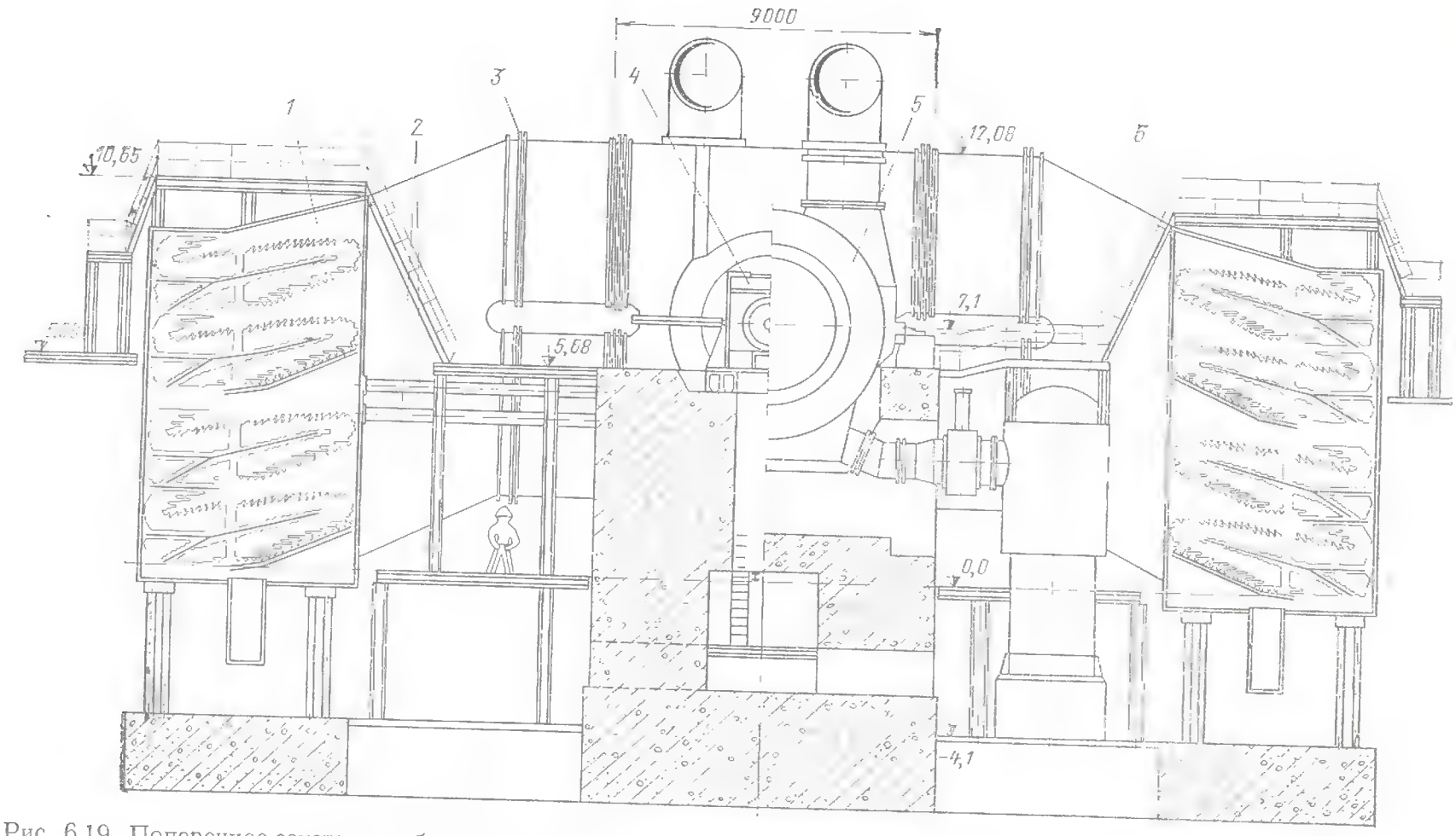


Рис. 6.19. Поперечное сечение по боковым конденсаторам турбин К-500-60/1500 ХТЗ:
1 — конденсатор; *2* — гибкие опоры; *3* — компенсаторы; *4* — корпус подшипника; *5* — корпус ЦНД; *6* — ПНД

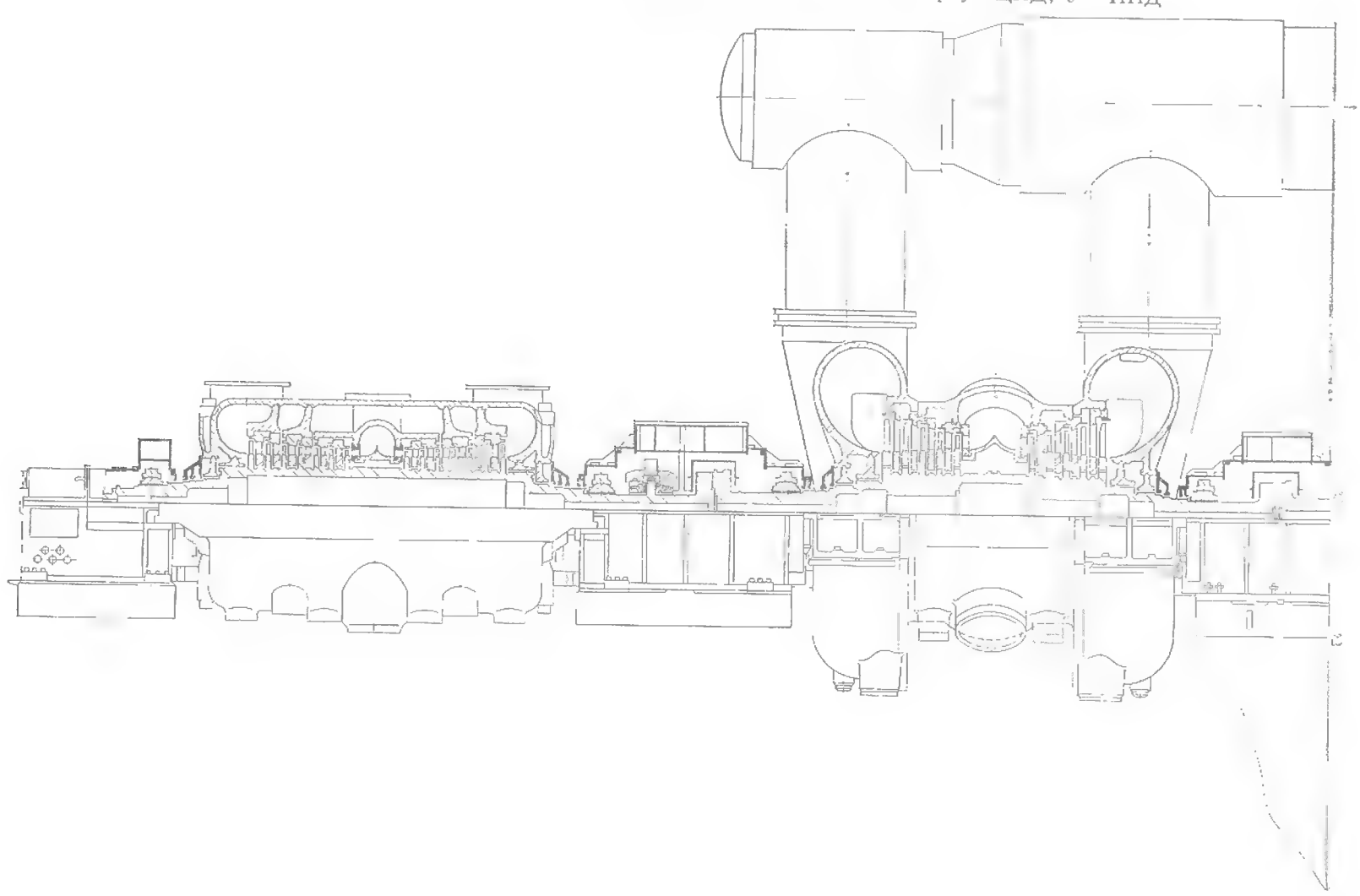


Рис. 6.20. Турбина насыщенного пара К-1000-60/1500-1 ХТЗ (показан вариант турбины

цирован с ЦВД другой тихоходной турбины ХТЗ—К-1000-60/1500-1; ЦНД также двухпоточные с семью ступенями в каждом потоке. Наружный и внутренний корпусы—сварные. Во внутреннем корпусе установлены диафрагмы трех последних ступеней и сварнолитая паровпускная часть, в которой располагаются сопловые лопатки первой ступени и диафрагмы трех последующих ступеней. Конструкция предусматривает раздельное и независимое опирание на фундамент корпуса ЦНД и корпусов его боковых подшипников. Тепловая схема турбины дана на рис. П.6.

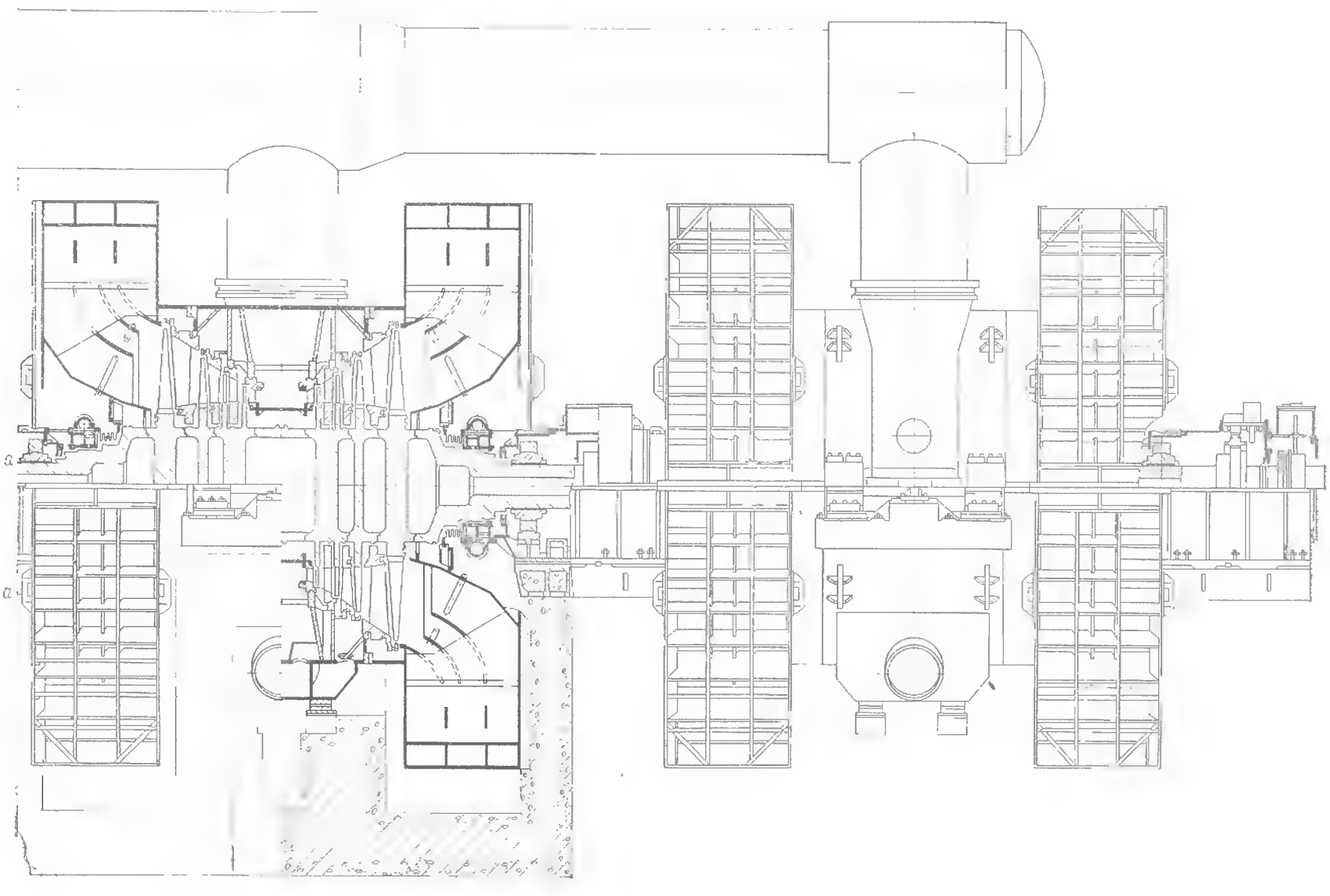
Паровая турбина К-1000-60/1500-2 установлена на Запорожской АЭС; модификация с большими нерегулируемыми отборами (до 1885 ГДж/ч) для внешнего теплового потребителя предназначена для Ростовской АЭС.

6.8. ВЛАЖНО-ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ДРУГИХ ЗАВОДОВ СССР

Турбина К-1000-60/3000 разработана и изготовлена на ЛМЗ, рассчитана для работы в моноблоке с реактором ВВЭР. Параметры пара: начальное давление p_0=5,88 МПа, x_0=0,995, предусмотрен одноступенчатый СПП при разделительном давлении 0,58 МПа с перегревом до 250 °С, конечное давление (при $t_{ох.в}$=20 °С) $p_к$=5,1 кПа. Тепловая схема турбины представлена на рис. П.4. В турбине предусмотрено восемь отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды до $t_{п.в}$=221 °С. Турбина $P_э$=1062 МВт состоит из пяти цилиндров (рис. 6.22,*а*)—двухпоточного ЦВД и четырех двухпоточных ЦНД. Парораспределение в турбине дроссельное. В каждом потоке ЦВД и ЦНД по пять ступеней. Ротор ЦВД—цельнокованый с постоянным корневым диаметром всех ступеней, ротор ЦНД—сварнокованый, также с неизменным корневым диаметром.

В значительной мере ЦНД повторяет ЦНД турбины ЛМЗ К-1200-240-2, работающей на Костромской ГРЭС.

Все лопатки турбины выполнены с бандажами. Рабочие лопатки ЦВД имеют вильчатые хвостовики и сварены в пакеты по хвостовикам и бандажу по четыре-пять лопаток. Организация отборов пара за каждой ступенью ЦВД, кроме первой, обеспечивает хорошее влагоудаление без потерь удаляемого пара (пар используется в системе подогрева питательной воды).



с двумя ЦНД)

Лопатки ЦНД сконструированы с вильчатыми хвостовиками, а последних ступеней—с торцевыми елочными. Последняя ступень имеет две модификации: с лопаткой из титанового сплава (как и в турбине К-1200-240) длиной 1200 мм, с $d/l=2{,}5$, кольцевой площадью $\Omega=11{,}3$ м² и со стальной лопаткой длиной 1000 мм, с $d/l=2{,}8$ и кольцевой площадью $\Omega=8{,}8$ м².

Каждый ротор вращается в двух опорных подшипниках, между ЦВД и ЦНД-III располагается комбинированный опорно-упорный подшипник. Опорные подшипники имеют сегментные вкладыши.

Подвод пара к ЦВД (рис. 6.22,*в*) производится через четыре блока клапанов—в каждом по стопорному и регулирующему. Стопорный клапан поворотного типа (рис. 6.22,*б*). Во внутреннем корпусе ЦВД установлены первые две ступени; диафрагмы остальных ступеней крепятся в обоймах наружного корпуса.

Подвод пара к ЦНД осуществляется двумя паропроводами диаметром 1200 мм, от каждого из которых через два коротких патрубка диаметром 850 мм и компенсаторы пар идет к верхней и средней частям ЦНД (рис. 6.22,*г*). Корпуса ЦНД (наружный и внутренний) сварные.

Фикс-пункты турбины расположены между ЦВД и ЦНД-III, между ЦНД-III и ЦНД-IV, между ЦНД-I и ЦНД-II.

Длина турбины 50 м, всего агрегата 74 м. Массы роторов с облопачиванием: ЦВД—32 т, ЦНД—85 т, масса всей турбины вместе с фундаментными рамами и ресиверами около 2000 т.

Тепловая схема турбоустановки показана на рис. П.6.

Турбина ТК-450/500-60 разработана на ТМЗ и предназначена для работы в дубль-блоке при двухконтурной схеме АТЭЦ с реактором ВВЭР-1000.

Параметры пара: начальное давление $p_0=5{,}88$ МПа, $x_0=0{,}995$. Разделительное давление 0,97 МПа, сепарация с одноступенчатым перегревом — до 260 °С, конечное давление 9,9 кПа. При номинальном теплофикационном режиме тепловая нагрузка составляет 1885 ГДж/ч, а электрическая мощность — 450 МВт, при конденсационном режиме—500 МВт.

Турбина спроектирована с привязанной конденсационной мощностью так называемого типа ТК. Подогрев сетевой воды осуществляется последовательно в двух бойлерах, питаемых из двух регулируемых отборов. Диапазон регулируемого давления верхнего отбора составляет 0,06—0,3 МПа, нижнего—0,04—0,2 МПа.

Для расширения возможности эффективного использования турбины при существенно различных температурных графиках преду-

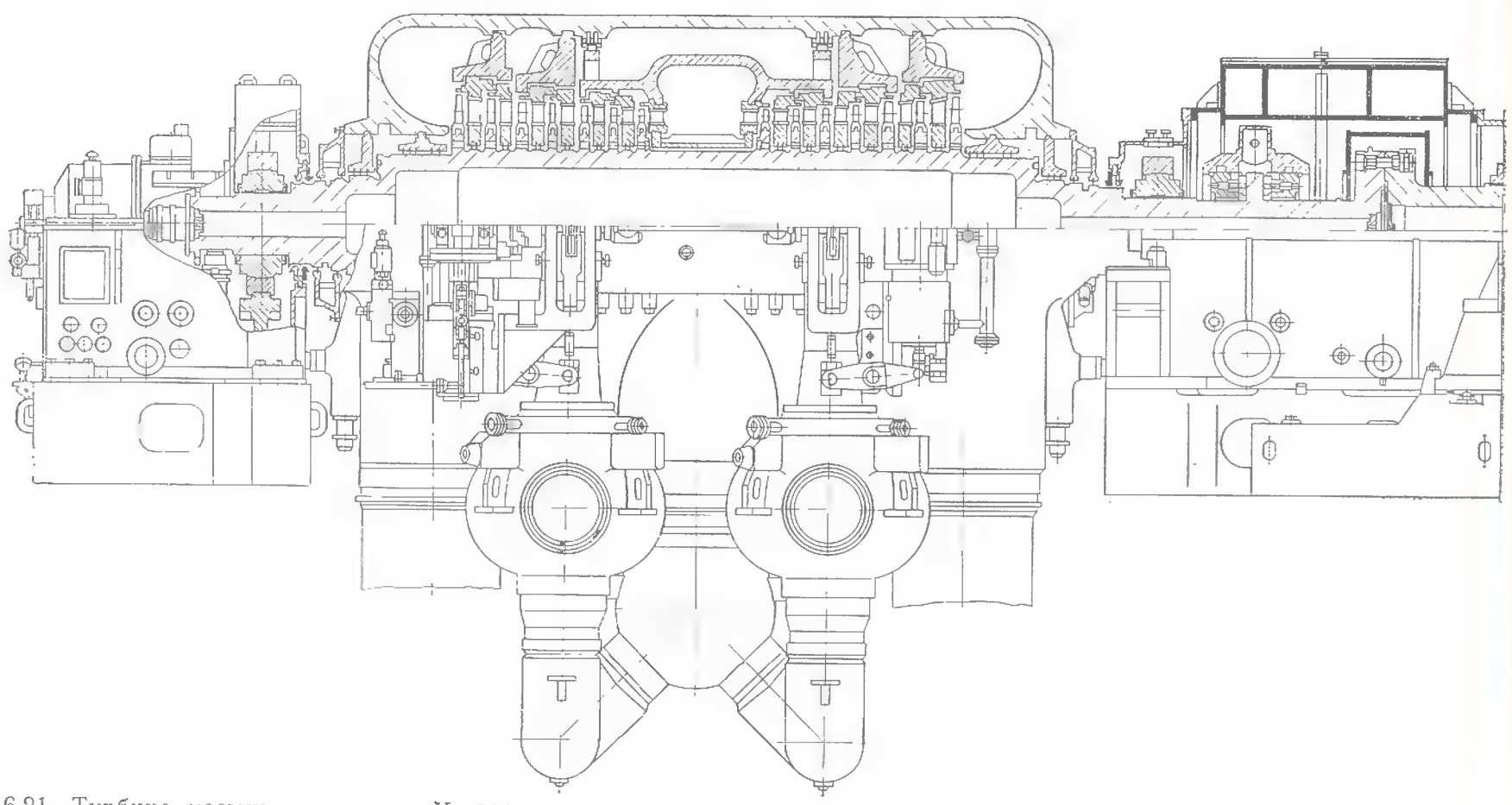


Рис. 6.21. Турбина насыщенного пара К-1000-60/1500-2 ХТЗ с подвальными конденсаторами (показан один из трех ЦНД)

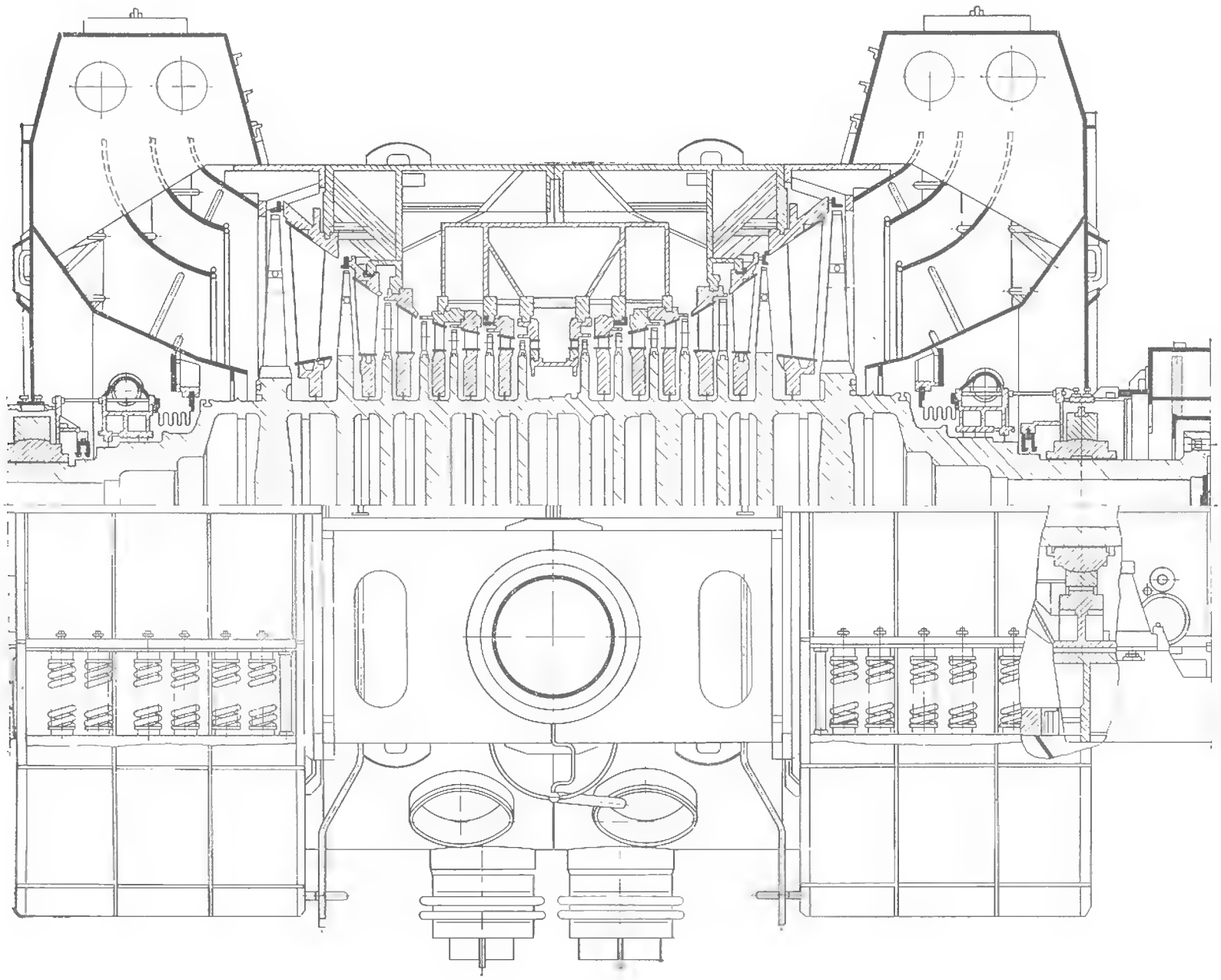
смотрены два дополнительных отопительных отбора пара давлением 0,8—1,0 и 2,2—2,5 МПа.

Частота вращения турбины n=50 1/с. Турбина выполнена четырехцилиндровой: все цилиндры высокого, среднего и низкого (ЦНД-I и ЦНД-II) давлений двухпоточные (рис. 6.23).

В данной теплофикационной турбине отдельный ЦСД необходим для организации регулируемых отборов с большими объемными пропусками пара и соответственно с патрубками большого диаметра. В каждом потоке ЦВД—шесть ступеней, ЦСД—шесть ступеней, ЦНД-I—три ступени и в ЦНД-II—четыре ступени. В ЦВД дроссельное парораспределение; на входе в ЦСД, ЦНД-I и ЦНД-II установлены поворотные регулирующие диафрагмы, поворотом которых меняется проходная площадь сопловых лопаток основных (следующих за поворотными) диафрагм и тем самым при заданном давлении отбора, т. е. давлении пара перед поворотными диафрагмами, меняется расход пара через последующие ступени. В ЦСД после четвертой ступени каждого потока часть пара идет в четырехступенчатый ЦНД-II, остальная проходит через оставшиеся две ступени ЦСД (так называемый переключаемый отсек) и далее в трехступенчатый ЦНД-I (рис. 6.24).

Роторы высокого и среднего давления цельнокованые, в ЦНД—дисковые. В ЦВД и ЦСД приняты неизменными корневые диаметры облопачивания. Проточные части ЦНД-I и ЦНД-II унифицированы с проточной частью ЦНД турбины Т-250/300-240 ТМЗ для ТЭЦ. Последняя ступень турбины выполнена с лопаткой длиной 940 мм, d/l=2,56 и Ω=7,1 м^2.

Подвод пара в турбину осуществляется через блоки стопорно-регулирующих клапанов; их корпуса приварены к нижней половине ЦВД. После ЦВД пар направляется на СПП и при необходимости на пиковый бойлер, обеспечивающий повышенную температуру сетевой воды. Расход пара, идущего на пиковый бойлер, определяется положением поворотной диафрагмы первых ступеней ЦСД.



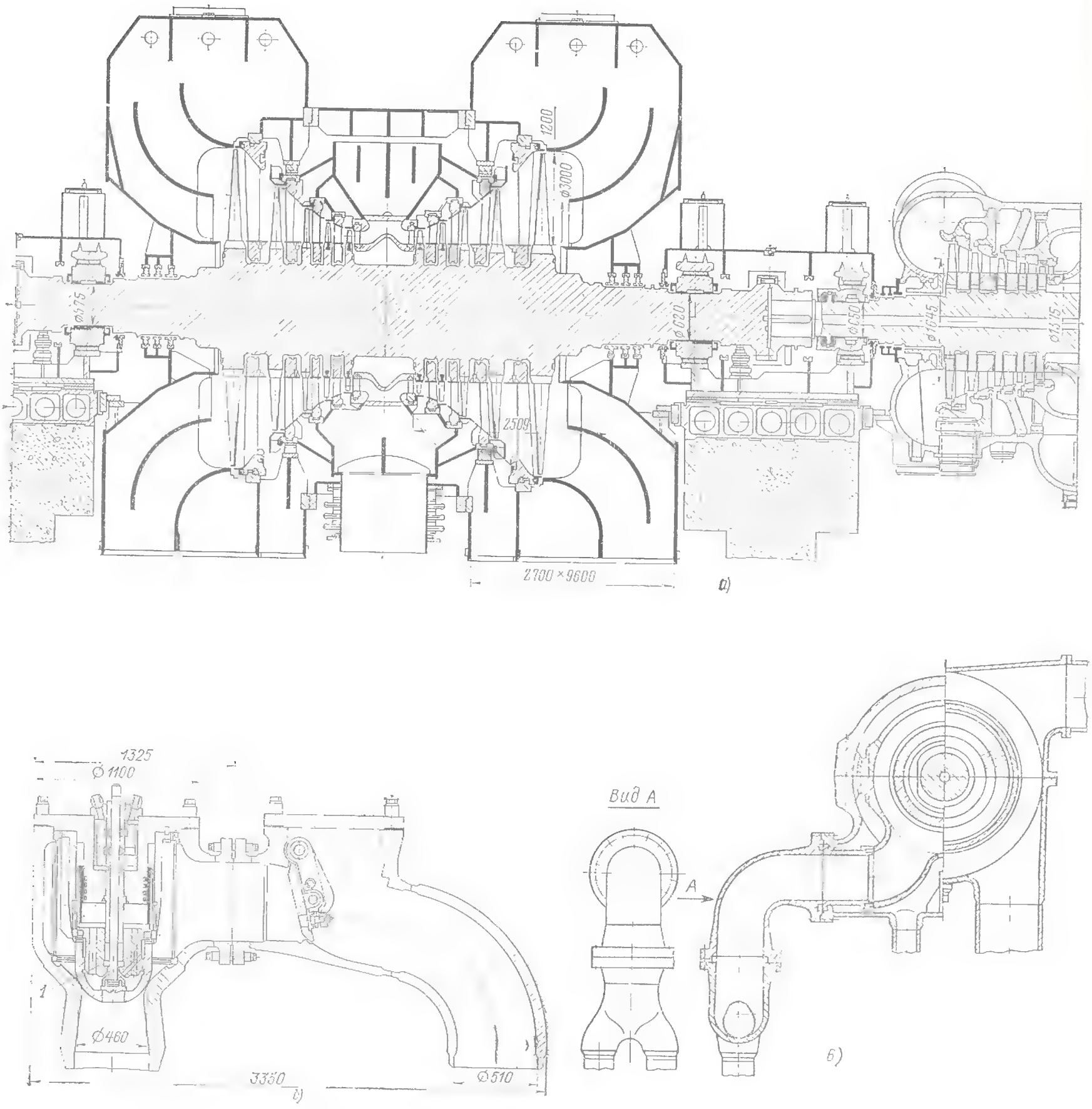
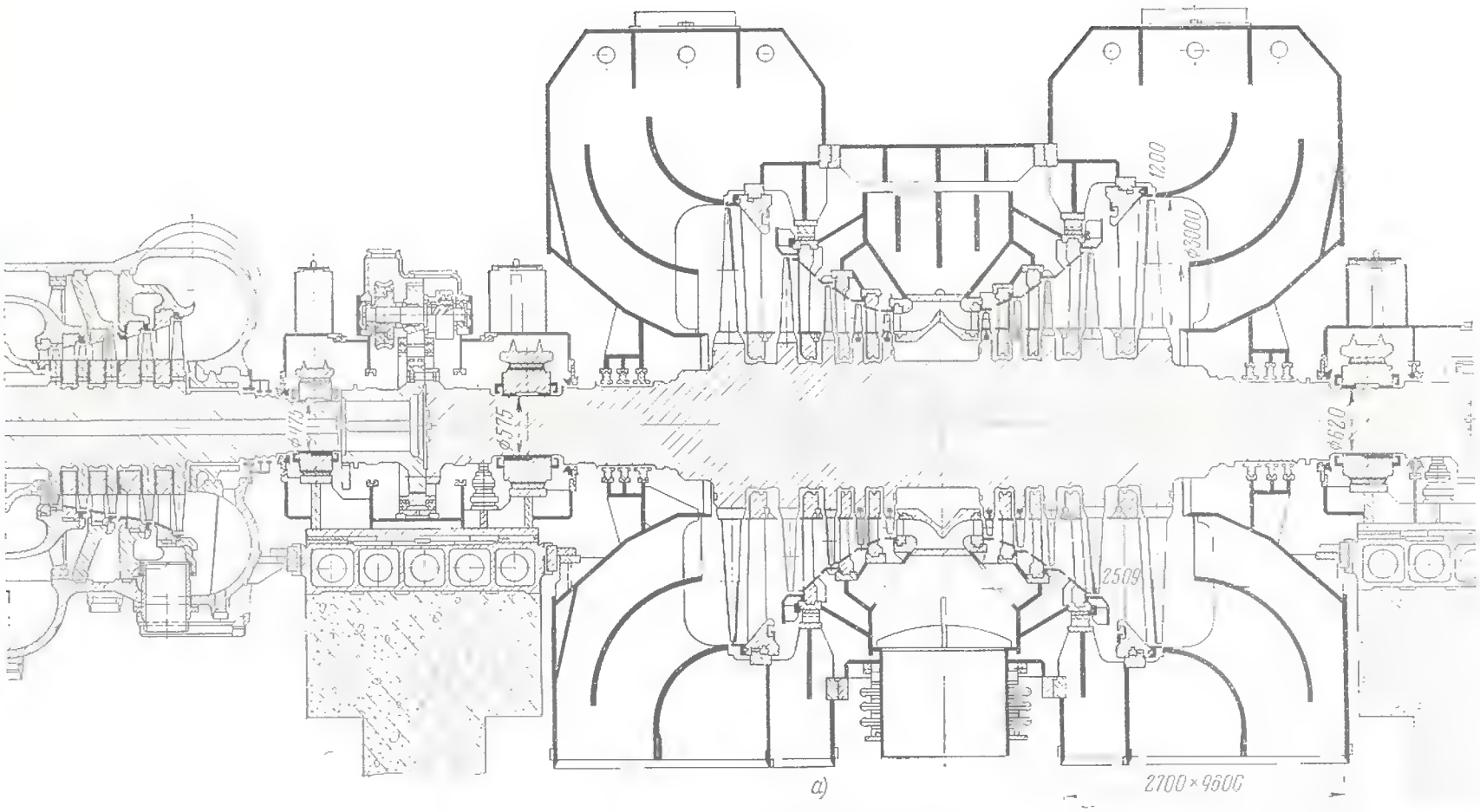


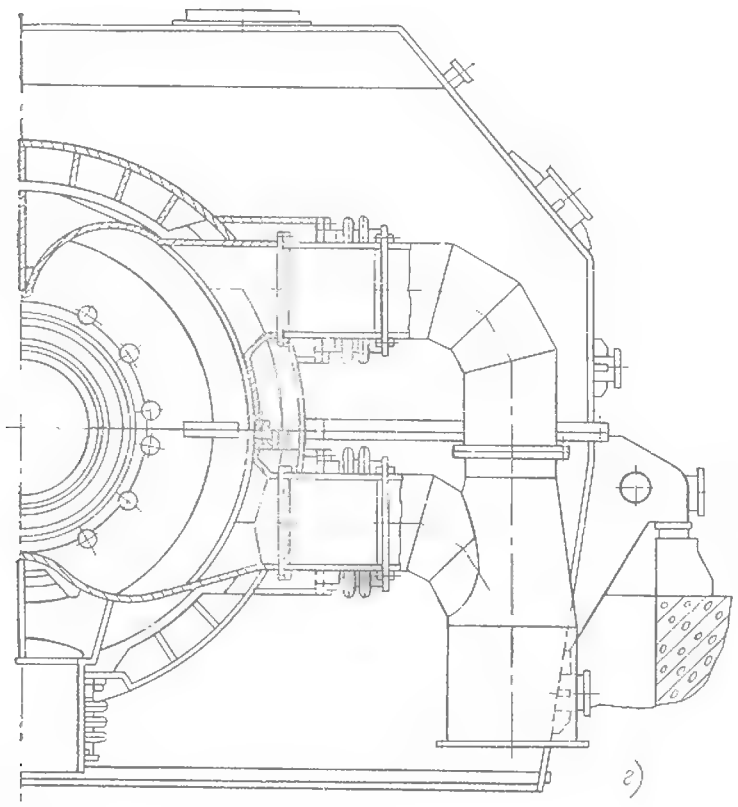
Рис. 6.22. Турбина насыщенного пара К-1000-60/3000 ЛМЗ. Показаны два ЦНД из
а — продольный разрез: *б* — блок клапанов ЦВД (*1* — регулирующий
по паровпуску и выходу из ЦВД: *г* — го же по паровпус

Как обычно, в турбинах насыщенного пара после СПП стопорные клапаны, выполненные в виде поворотных заслонок, закрывают подвод пара в ЦСД при сбросе нагрузки.

Верхний регулируемый отбор производится после первых четырех ступеней ЦСД, перед переключаемыми отсеками и регулируется поворотными диафрагмами ЦНД-II. Нижний регулируемый отбор (после ЦСД) управляется поворотными диафрагмами ЦНД-I. Таким образом, регулирование мощности турбины и тепловой нагрузки осуществляется регулирующими клапанами ЦВД и поворотными диафрагмами ЦНД-I и ЦНД-II. При необходимости к ним подключается еще один регулирующий орган—поворотные диафрагмы ЦСД.

При нормальной работе с двухступенчатым подогревом сетевой воды на выходе из верх-





четырех:
клапан; 2 стопорный клапан); *в* — поперечный разрез
ку ЦНД

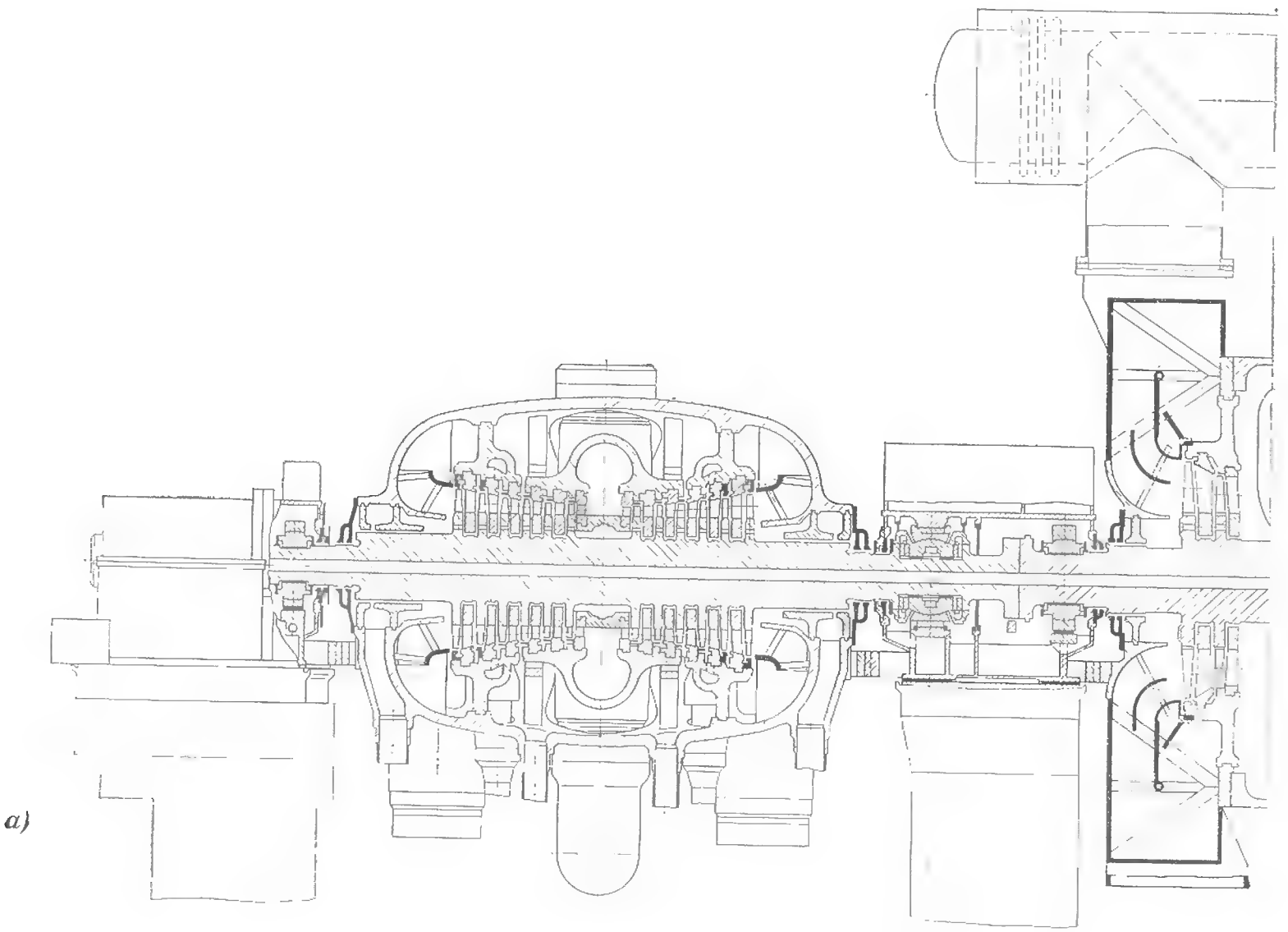
него бойлера $t_{пр.в}=126\,°C$. Для обеспечения более высокой температуры сетевой воды добавляется отбор пара за ЦВД (до 83 кг/с), тогда $t_{пр.в}=160\div170\,°C$. При включении еще одного (нерегулируемого) отбора пара до 56 кг/с после третьей ступени ЦВД при $p_{отб}=2{,}2\div2{,}3$ МПа температуру сетевой воды можно поднять до $t_{пр.в}=205\div210\,°C$.

6.9. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ВЫСОКИХ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

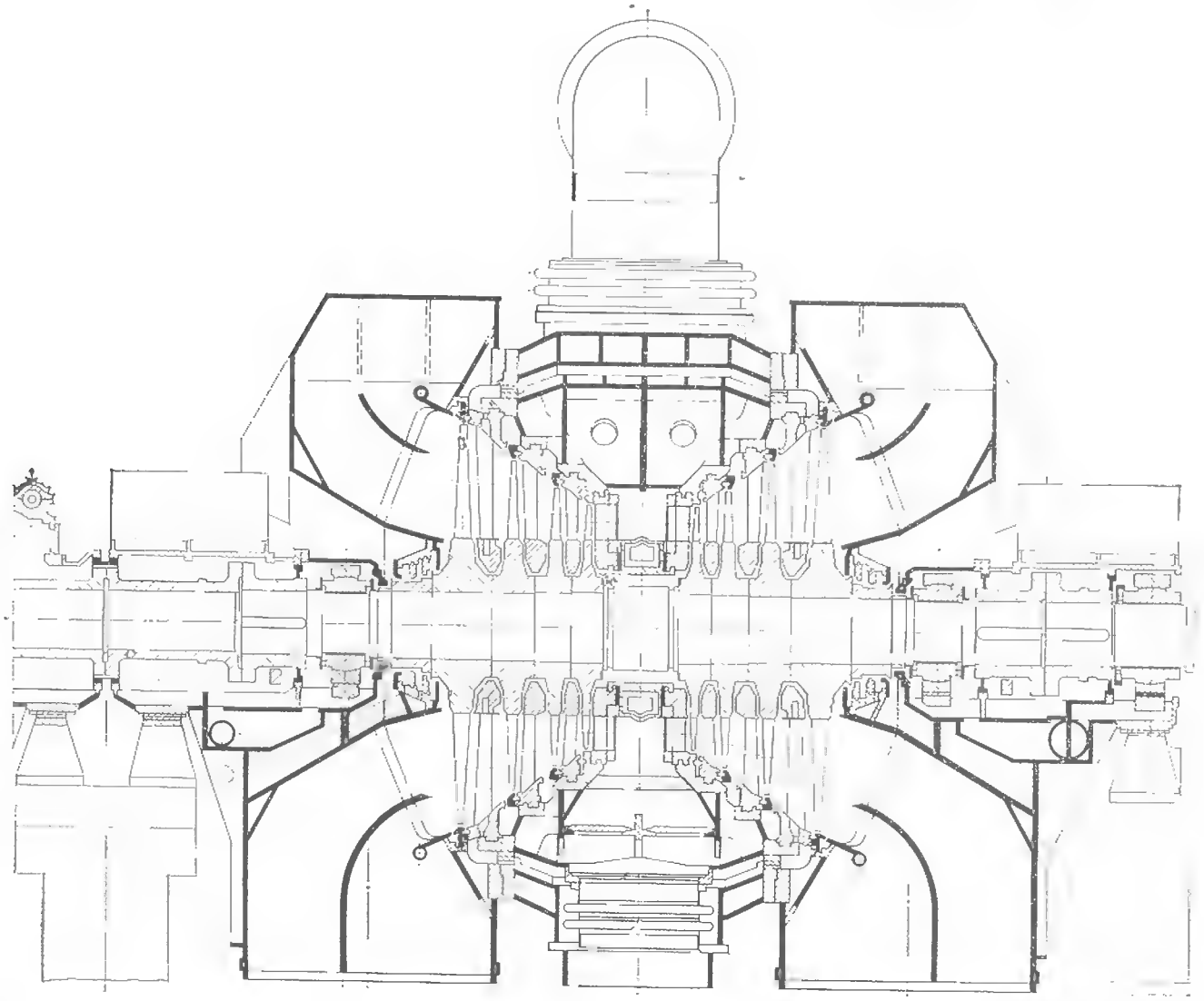
На Белоярской АЭС в блоке с реактором БН-600 установлены турбины ЛМЗ К-210-130. Это обычные турбины, широко используемые на ТЭС. В условиях АЭС несколько изменены их параметры: $p_0=13$ МПа, $t_0=505\,°C$, промежуточный перегрев до $t_{п.п}=505\,°C$, конечное давление $p_к=4{,}0$ кПа. Конструкция турбины подробно описана в [47]. Турбина работает с частотой вращения 50 1/с и состоит из трех цилиндров: однопоточных ЦВД и ЦСД и двухпоточного ЦНД при сопловом парораспределении с одновенечной регулирующей ступенью и четырьмя регулирующими клапанами. В ЦНД предпоследняя ступень—двухъярусная; последняя ступень имеет рабочие лопатки длиной 765 мм.

Для энергоблоков с реакторами на быстрых нейтронах БН-800 и БН-1600 на ЛМЗ разработана турбина К-800-130 мощностью 800 МВт с параметрами $p_0=12{,}75$ МПа, $t_0=485\,°C$, разделительное давление 0,44 МПа, температура пара после СПП 250 °С, конечное давление $p_к=3{,}9$ кПа. При номинальной мощности турбины 800 МВт предусмотрены два внешних отбора: промышленный (15 кг/с) и отопительный (800 ГДж/ч). Максимальная мощность турбины 856 МВт. Частота вращения $n=50$ 1/с.

Конструкция турбины (рис. 6.25)—четырехцилиндровая. Парораспределение — дроссельное. В первом цилиндре ЦВСД совмещены части высокого и среднего давления с подводом пара в середину цилиндра и противопо-



а)



б)

Рис. 6.23. Теплофикационная турбина насыщенного пара ТК-450/500-60 ТМЗ на $n=50$ 1/с
а — ЦВД, ЦСД и ЦНД-I; *б* — ЦНД-II

ложным направлением потоков. Ротор первого цилиндра — цельнокованый, на нем расположены рабочие лопатки 11 ступеней с облопачиванием активного типа. Подвод к турбине и выход пара из первого цилиндра показаны на рис. 6.25,*б*.

После первого цилиндра осуществляется внешняя сепарация и промежуточный перегрев. В отличие от рассмотренных ранее турбин насыщенного пара использование свежего пара для промежуточного перегрева не только не необходимо, но и экономически нецелесообразно из-за его высокой энтальпии. В связи с этим

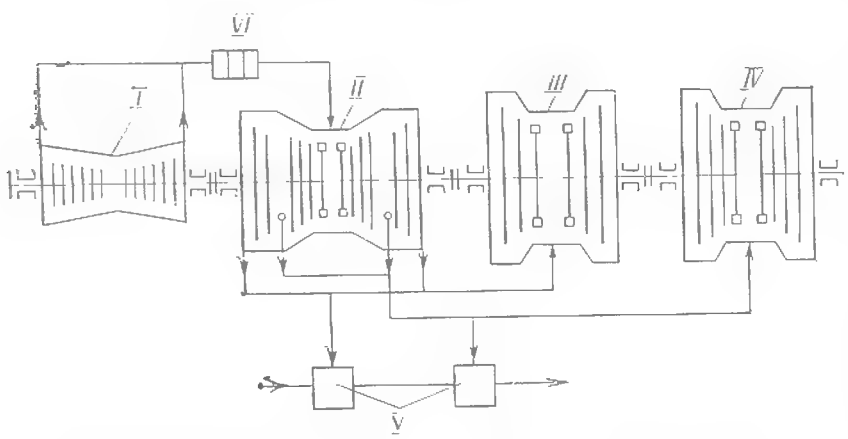


Рис. 6.24 Схема проточной части турбины ТК-450/500-60: *I* — ЦВД; *II* — ЦСД; *III* — ЦНД-I; *IV* — ЦНД-II; *V* — сетевые подогреватели; *VI* — СПП

для промперегрева используется пар после ЧВД при давлении 6 МПа в количестве 60 кг/с. Имеется модификация турбины с двумя ЦНД.

Цилиндры низкого давления повторяют ЦНД турбины К-1000-60/300 ЛМЗ, рассмотренные в § 6.7. Характеристики турбины и всей турбоустановки представлены в табл. 6.1.

Как пример типовой конструкции турбины ТЭС рассмотрим турбину К-800-240-5 ЛМЗ.

Тепловая схема турбоустановки [см. 22] предусматривает подогрев питательной воды до 274 °С, который производится в четырех ПНД, в том числе ПНД-I и ПНД-II смешивающего типа, деаэраторе и трех ПВД. Турбина имеет конденсационный турбопривод с двумя турбинами мощностью каждая по 15 МВт. Параметры пара: p_0=23,5 МПа, $t_0=t_{п.п}$=540 °С, $p_к$=3,6 кПа при температуре охлаждающей воды 12 °С. Частота вращения 50 1/с. Турбина состоит из пяти цилиндров (рис. 6.26): ЦВД, ЦСД и трех ЦНД. Парораспределение—сопловое с одновенечной регулирующей ступенью. Свежий пар подается к параллельно включенным стопорным клапанам, каждый из которых объединен в одном корпусе с двумя регулирующими клапанами. В ЦВД пар подводится в среднюю часть и последовательно

проходит регулирующую ступень и пять ступеней левого потока, а далее шесть ступеней правого потока.

После промежуточного перегрева при давлении 3,6 МПа пар направляется в двухпоточный ЦСД. Непосредственно на корпусе ЦСД расположены регулирующие клапаны, которые включаются в работу только при сбросе нагрузки или при малой мощности агрегата. В каждом потоке ЦСД по девять ступеней. Цилиндры низкого давления имеют двухпоточную конструкцию с пятью ступенями в каждом потоке, последней рабочей лопаткой длиной 960 мм и кольцевой площадью 7,48 м².

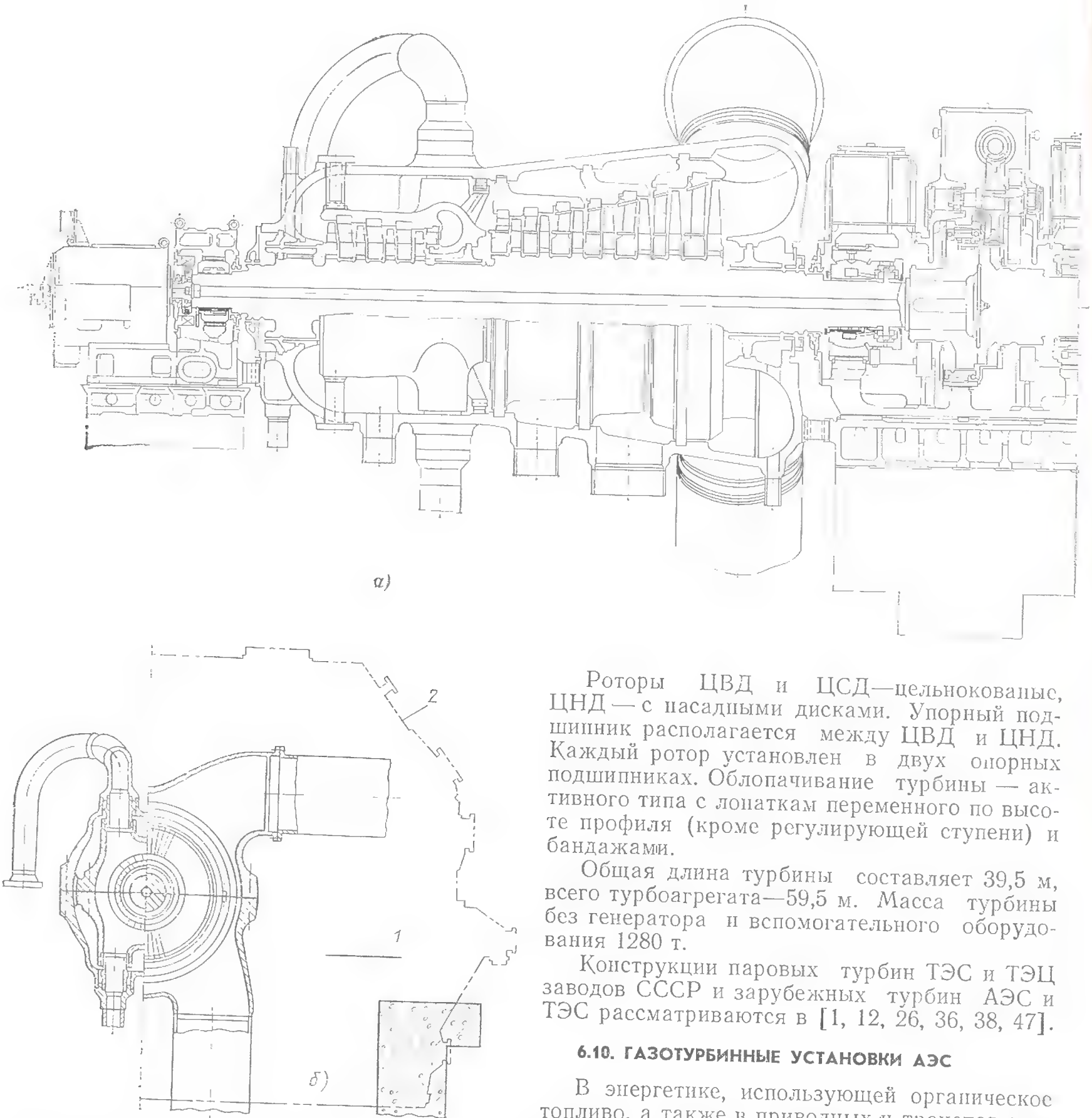


Рис. 6.25. Турбина ЛМЗ К-800-130 для АЭС с реактором на быстрых нейтронах:

а — продольный разрез (показана левая половина одного из трех ЦНД); *б* — поперечный разрез по паровпуску (слева) и выходу пара из ЦСД; *1* — уровень машинного зала; *2* — контур ЦНД

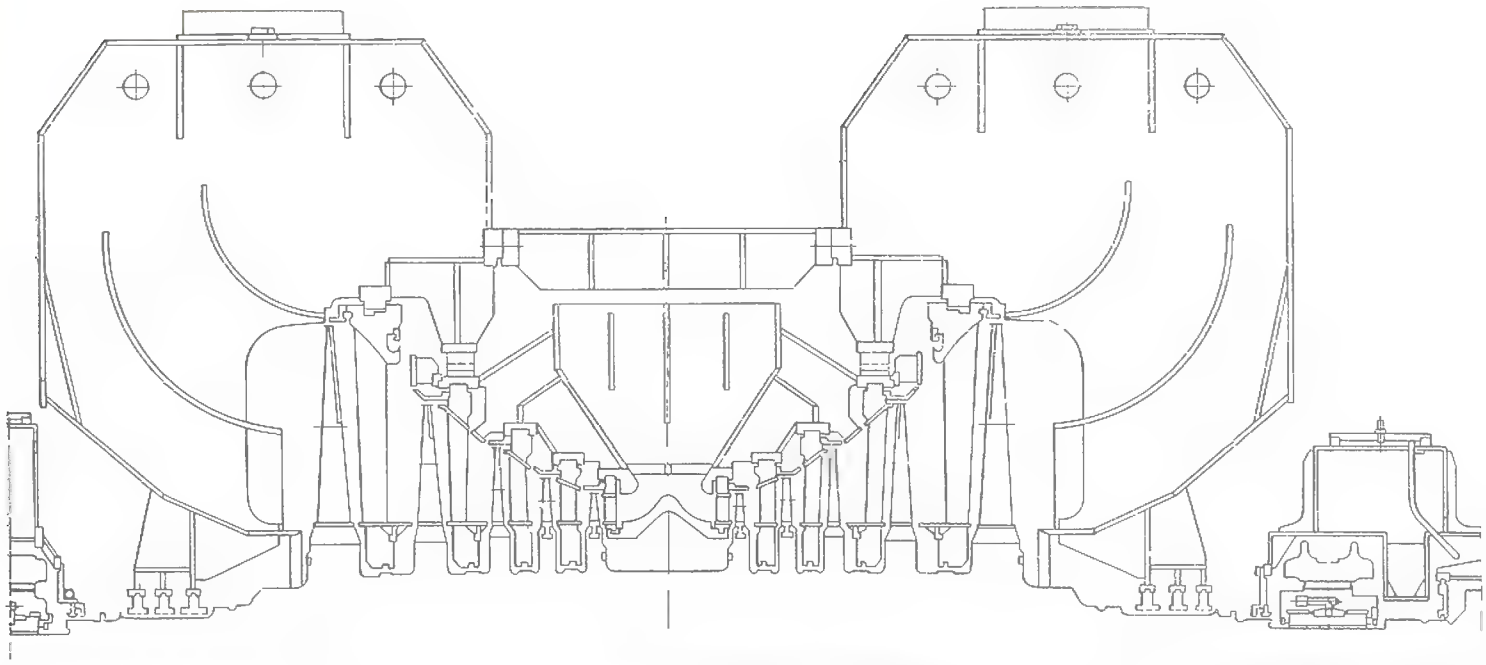
Роторы ЦВД и ЦСД—цельнокованые, ЦНД — с насадными дисками. Упорный подшипник располагается между ЦВД и ЦНД. Каждый ротор установлен в двух опорных подшипниках. Облопачивание турбины — активного типа с лопаткам переменного по высоте профиля (кроме регулирующей ступени) и бандажами.

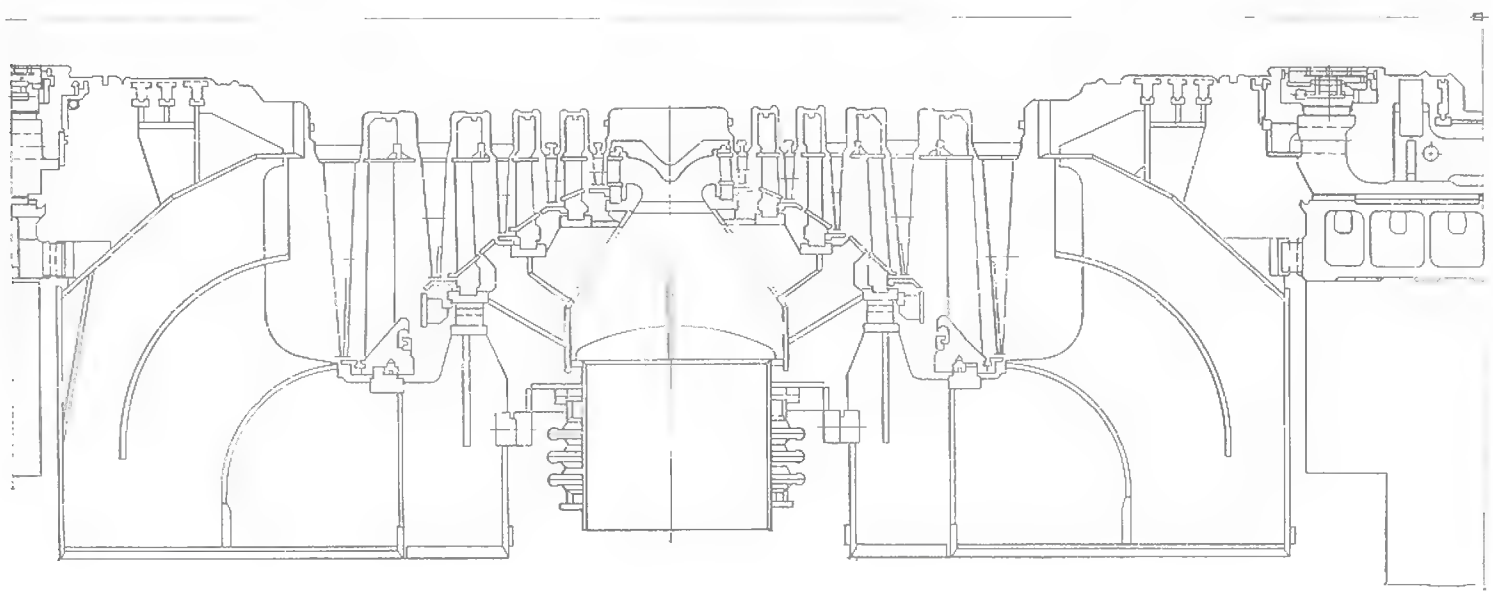
Общая длина турбины составляет 39,5 м, всего турбоагрегата—59,5 м. Масса турбины без генератора и вспомогательного оборудования 1280 т.

Конструкции паровых турбин ТЭС и ТЭЦ заводов СССР и зарубежных турбин АЭС и ТЭС рассматриваются в [1, 12, 26, 36, 38, 47].

6.10. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ АЭС

В энергетике, использующей органическое топливо, а также в приводных и транспортных агрегатах применяются открытые ГТУ—газотурбинные установки с давлением газа на выходе из газовой турбины и воздуха на входе в компрессор, равным атмосферному [15]. В энергетике открытые ГТУ используются как





пиковые установки, которые могут быстро и часто пускаться в работу и эксплуатироваться в году относительно немного времени. Для этого ГТУ выполняются по простой схеме, обычно без регенерации теплоты газов, покидающих турбину, с одной ступенью подвода теплоты, без промежуточного холодильника. Поэтому, несмотря на высокую температуру газов на входе в турбину, используемые в энергетике ГТУ имеют КПД ниже, чем ТЭС и АЭС с паротурбинными установками. Относительно невысокая экономичность газотурбинных установок простого цикла и необходимость в специальном газотурбинном топливе, дорогом и весьма дефицитном, существенно ограничили использование ГТУ в энергетике. Для достижения высокого КПД газотурбинные установки должны выполняться по сложной схеме, иметь большое число элементов и работать при очень высокой температуре газа. Оба эти фактора приводят к снижению эксплуатационной надежности ГТУ, требуют частых ремонтов оборудования.

Поскольку общие размеры АЭС в первую очередь определяются ее реакторной частью, то, очевидно, что такое достоинство ГТУ, как ее малые размеры, для атомной энергетики не играет существенной роли.

Значительная доля капитальных затрат в стоимости электроэнергии, вырабатываемой на АЭС, а также топливная политика (АЭС устанавливаются в европейской части страны, где имеется дефицит органического топлива) определяют целесообразность увеличения времени их работы в году, желательность работы с наибольшей нагрузкой, т. е. увеличение такого показателя работы электростанции, как коэффициент использования мощности (см. § 10.1). Кроме того, свойства реактора не позволяют очень частых и быстрых его пусков. Таким образом, такие достоинства газотурбинных установок простого открытого цикла, как приемистость и маневренность, не являются определяющими для АЭС. В связи с этим целесообразность использования ГТУ в атомной энергетике обусловливается их конкурентоспособностью, в первую очередь по КПД, по отношению к паротурбинным установкам при большом годовом числе часов использования.

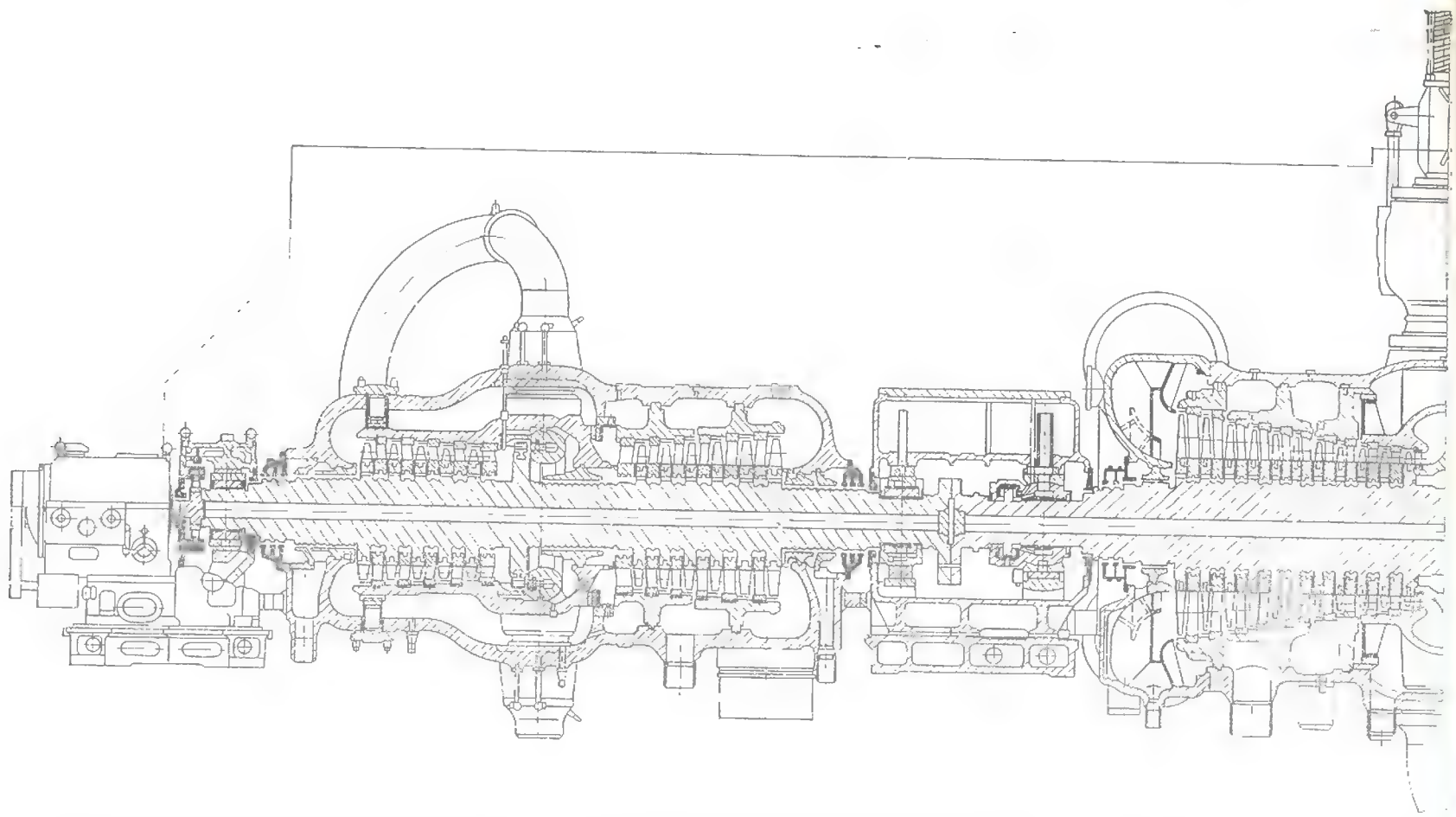


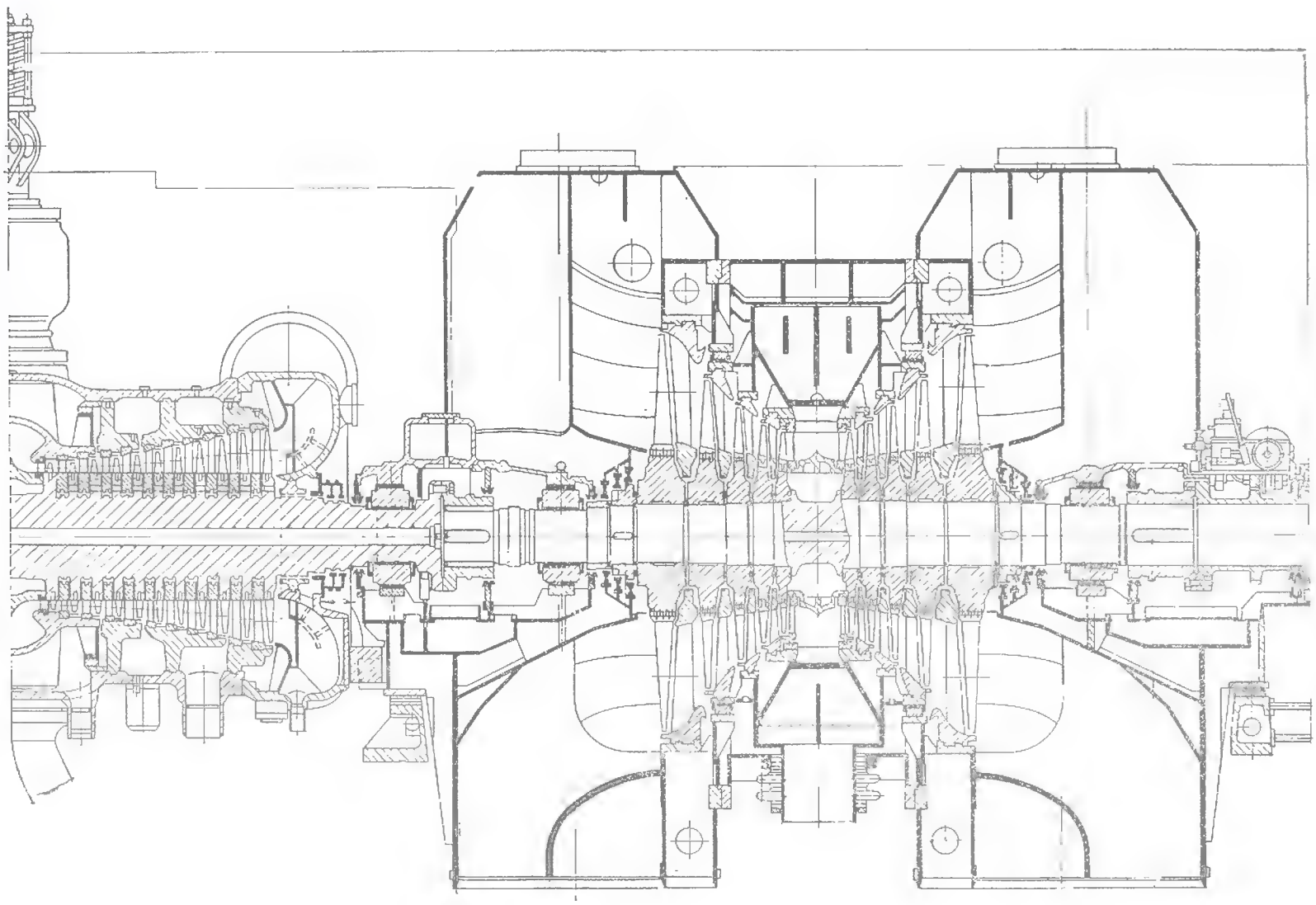
Рис. 6.26. Турбина К-800-240 ЛМЗ сверхкритического давления для ТЭС на $p_0=23{,}5$ МПа, $t_0=t_{п\text{-}п}=540$ °С, $p_к=3{,}6$ кПа. Показан один из трех ЦНД

Для атомной энергетики в еще большей степени, чем для энергетики, использующей органическое топливо, стоимость установленного 1 кВт зависит от единичной мощности энергоблока. Эта стоимость существенно снижается с увеличением мощности. В настоящее время развитие атомной энергетики базируется на использовании реакторов мощностью 800—1500 МВт. В то же время ГТУ открытого цикла даже в перспективных проектных разработках имеют мощности до 150—250 МВт, т. е. существенно меньше мощностей используемых ядерных реакторов. Ограничение в мощности ГТУ открытого цикла объясняется, главным образом, конструктивными трудностями создания турбомашин, рассчитанных на весьма большие объемные расходы воздуха и газа. Наибольшая мощность находящихся в эксплуатации ГТУ достигает 100—130 МВт.

В ближайшей перспективе нельзя ожидать создания АЭС, в которых на выходе из теплообменника (при двухконтурной схеме) температура газа превысит 1000 °С, что ниже достигнутого уровня на ГТУ открытого цикла. Поэтому использование ГТУ на АЭС при двухконтурной схеме не дает преимуществ по экономичности по сравнению с паротурбинными установками даже при температуре пара на входе в турбину 550—600 °С.

В то же время определенные преимущества может иметь АЭС при одноконтурной схеме с ГТУ замкнутого цикла (ЗГТУ). В АЭС при одноконтурной схеме теплоноситель реактора одновременно является рабочим веществом для ГТУ и температура газа на входе в турбину практически равна температуре на выходе из реактора. Кроме того, существенно сокращаются высокотемпературные газовые тракты. Давление газа в ГТУ замкнутого цикла может быть выбрано достаточно высоким, что соответственно сокращает габариты турбомашин и теплообменников, позволяет создать турбоагрегат весьма большой мощности. Схема и цикл АЭС при одноконтурной схеме с ЗГТУ представлены на рис. 1.2,*в* и *е*.

Для АЭС с одноконтурной схемой и ЗГТУ выбор теплоносителя должен удовлетворять требованиям не только реактора, но и ГТУ. Это же относится и к параметрам газа. Следует учитывать, что поскольку КПД ГТУ зависит от температуры газа перед турбиной гораздо сильнее, чем КПД паротурбинной установки [15], то речь может идти только о реакторах, на выходе из которых температура теплоносителя по меньшей мере выше 800—900 °С. Принципиально такими могут быть газовые реакторы на быстрых нейтронах, которые пока не нашли развития даже в проект-



ных разработках (исключение—реакторы на диссоциирующих газах с заметно меньшей температурой). Поэтому для АЭС с ЗГТУ рассматриваются так называемые высокотемпературные газоохлаждаемые реакторы (см. § 1.1). Такие реакторы уже работают, правда, пока при небольшой мощности. На АЭС «Юлих» при мощности реактора $P_э=15$ МВт температура газа на выходе из реактора достигла 950 °С. Планируется создание нескольких существенно большей мощности высокотемпературных реакторов с $t_0=800\div900$ °С. В этих реакторах в качестве теплоносителя будет использоваться гелий, имеющий теплофизические свойства, благоприятные для создания и реактора, и ЗГТУ. При принципиальной возможности использование иных газов (неона Ne, углекислоты CO_2 и др.) использование гелия считается наиболее целесообразным для высокотемпературных реакторов и ЗГТУ.

Рассмотрим некоторые теплофизические свойства гелия. При проектировании и эксплуатации установок на гелии необходимо учитывать особенности гелия по сравнению с другими газами, широко применяемыми в энергетических установках. Сравнение физических и теплофизических свойств гелия и воздуха дается в табл. 6.2. Главной особенностью

Таблица 6.2. **Теплофизические свойства гелия и воздуха**

Наименование	Параметры		Воздух	Гелий
	p, МПа	t, °С		
Молекулярная масса	—	—	29	4
Газовая постоянная, кДж/(кг·К)	—	—	0,288	2,08
Показатель изоэнтропы	0,1	20	1,4	1,665
	3	600	1,36	1,665
Скорость звука, м/с	—	20	343	1007
	—	600	584	1738
Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)	0,1	20	1,01	5,274
	3	600	1,12	5,274
Коэффициент теплопроводности, Дж/(см·с·К)	0,1	20	0,0265	0,1466
	3	600	0,0628	0,3287
Динамическая вязкость, кг/(м·с)	0,1	20	$1,82\cdot10^{-5}$	$1,98\cdot10^{-5}$
	3	600	$3,87\cdot10^{-5}$	$4,18\cdot10^{-5}$

гелия является то, что он не вступает в химические реакции, не активен при прохождении через реактор. Это важное его достоинство сыграло определяющую роль при выборе гелия как рабочего вещества для АЭС с ЗГТУ.

Большой коэффициент теплопроводности (в 5 раз больший, чем у воздуха) обеспечивает высокий коэффициент теплопередачи, благодаря чему требуются гораздо меньшие поверхности теплообмена, чем при использовании, например, воздуха.

Трехкратные по сравнению с воздухом скорости распространения звука в гелии означают, что в элементах турбомашин ЗГТУ скорости газа будут существенно дозвуковыми. Это, в частности, облегчает создание осевых компрессоров большой мощности.

Рассмотрим, как скажутся различные теплофизические свойства гелия и воздуха на характеристиках элементов турбоустановки. При одинаковой разности температур ΔT рабочего вещества на входе и выходе из турбины отношение располагаемых теплоперепадов H составляет:

$$\frac{H_{\text{ге}}}{H_{\text{в}}}=\frac{(c)_{\text{ге}}}{(c)_{\text{в}}}\frac{\Delta T}{\Delta T}=4{,}71+5{,}22^{*}, \qquad (6.1)$$

где c—удельная теплоемкость; индексы «ге» и «в» соответственно относятся к гелию и воздуху.

Следовательно, для одинаковой располагаемой мощности P_0 требуется разный массовый расход газа:

$$\frac{G_{\text{ге}}}{G_{\text{в}}}=\frac{P_0/H_{\text{ге}}}{P_0/H_{\text{в}}}=0{,}21\div 0{,}19. \qquad (6.2)$$

Большие теплоперепады в турбинах и компрессорах гелиевой ГТУ требуют большого числа ступеней в этих машинах, использования для них специально разрабатываемых ступеней—высоконапорных для компрессоров и высоконагруженных для турбин.

Поскольку размеры последней ступени турбины, а также выходного патрубка играют большую роль в определении максимально достижимых мощностей установки, то определим объемные пропуски газа GV по состоянию на выходе из турбины (без учета различия в КПД):

$$Gv=\frac{P_0}{H}v; \qquad (6.3)$$

$$\frac{(Gv)_{\text{ге}}}{(Gv)_{\text{в}}}=\frac{H_{\text{в}}v_{\text{ге}}}{H_{\text{ге}}v_{\text{в}}}=1{,}54\div 1{,}38. \qquad (6.4)$$

Таким образом, объемные расходы газа на выходе из гелиевой турбины оказываются по сравнению с воздушной турбиной примерно в 1,5 раза больше.

При изоэнтропийном процессе и одинаковом отношении температуры $T_z/T_0=\text{const}$ отношение давлений $\varepsilon=p_z/p_0$ изменяется по выражению

$$\frac{\varepsilon_{\text{в}}}{\varepsilon_{\text{ге}}}=\frac{\left(\frac{T_z}{T_0}\right)^{\left(\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\right)_{\text{в}}}}{\left(\frac{T_z}{T_0}\right)^{\left(\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\right)_{\text{ге}}}}=\left(\frac{T_z}{T_0}\right)^{\chi}, \qquad (6.5)$$

а отношение удельных объемов — по формуле

$$\frac{(v_z/v_0)_{\text{ге}}}{(v_z/v_0)_{\text{в}}}=\left(\frac{T_z}{T_0}\right)^{\chi}. \qquad (6.6)$$

В формулах (6.1)—(6.6) индексы z и 0 относятся соответственно к состоянию газа на выходе и на входе рассматриваемого элемента ГТУ.

В соотношениях (6.5) и (6.6) $\chi=0{,}85\div 1{,}27$.

На эффективность ГТУ большое влияние оказывают потери давления в трактах $\Delta p/p$. Для их уменьшения приходится выбирать малые скорости потока c, что требует больших проходных сечений, увеличения размеров оборудования и в первую очередь теплообменников.

Используя уравнение состояния $pv=RT$, получаем, что относительные потери давления равны:

$$\frac{\Delta p}{p}=\frac{\xi c^2/2v}{RT/v}=\frac{\xi}{2}\frac{c^2}{RT},$$

где ξ—коэффициент потерь, который при сравнении ГТУ на гелии и воздухе примем одинаковым. Тогда при тех же относительных потерях получаем соотношение скоростей потока

$$\frac{c_{\text{ге}}}{c_{\text{в}}}=\sqrt{\frac{R_{\text{ге}}}{R_{\text{в}}}}=2{,}68, \qquad (6.7)$$

где R—газовая постоянная.

Таким образом, соответственно при той же мощности агрегата площади проходных сечений F трактов в гелиевой установке оказываются примерно в 2 раза меньшими, чем в установке на воздухе:

$$\frac{F_{\text{ге}}}{F_{\text{в}}}=\frac{\left(\frac{Gv}{c}\right)_{\text{ге}}}{\left(\frac{Gv}{c}\right)_{\text{в}}}=0{,}575\div 0{,}515. \qquad (6.8)$$

Поверхность теплопередачи теплообменника можно найти из выражения

$$S=Q/k\Delta T_1,$$

где Q — передаваемая теплота; k — коэффициент теплопередачи; ΔT_1 — разность температур теплоносителей.

Учитывая влияние свойств рабочего вещества на коэффициент теплопередачи, можно найти, что при прочих равных условиях поверхность теплопередачи теплообменника ГТУ будет для гелия примерно в 2 раза меньше, чем для воздуха.

Температура газа на входе в турбину существенно влияет на $\eta_э$; так, например, повышение t_0 с 800 до 1000 °С даст его прирост на 18—21% (относительных). Следует учесть, что с ростом t_0 могут увеличиться потери, связанные с охлаждением турбины и в тракте.

* Здесь и далее первая величина относится к $p=0{,}1$ МПа и $t=20$ °С, вторая — к $p=3{,}0$ МПа и $t=600$ °С.

Повышение температуры газа на выходе из реактора требует применения высоколегированных сталей как в реакторе, так и в других элементах цикла (турбине, теплообменнике, трубопроводах); с ростом t_0 для снижения напряжений требуется уменьшение диаметра трубопроводов подвода газа, что ведет к увеличению потерь давления и снижению КПД.

Начальное давление p_0 на термический КПД цикла не оказывает влияния, однако от p_0 зависят КПД турбины и компрессоров, потери в тракте. Чем выше p_0, тем меньше объемный пропуск газа и меньше размеры облопачивания в турбине. Для небольших мощностей при высоком p_0 размеры лопаток настолько малы, что концевые потери в решетках и потери от протечек существенно снижают КПД η_{oi}. Для больших же мощностей увеличение p_0 при достаточных длинах лопаток не оказывает существенного влияния на КПД и даже может быть благоприятным из-за меньшей веерности решеток. Кроме того, благоприятно возрастают числа Рейнольдса. Следует учесть, что, с одной стороны, чем больше p_0, тем меньше размеры турбины, компрессоров, теплообменников, трубопроводов и, следовательно, тем дешевле вся установка, с другой стороны, напряжения в элементах электростанции возрастают с увеличением p_0, что может оказаться недопустимым при высоких температурах газа.

По технико-экономическим оценкам при $P_э \approx 300$ МВт целесообразно проектировать ЗГТУ для АЭС на гелии на начальное давление $p_0 = 4 \div 8$ МПа. Для сравнения укажем, что размеры машин при давлении 6 МПа будут примерно равны размерам агрегата открытой ГТУ в 10 раз меньшей мощности.

Степень повышения давления p_0/p_z существенно влияет на основные характеристики установки. Во-первых, при прочих заданных параметрах $\eta_i = f(p_0/p_z)$ и наивысшему η_i соответствует $(p_0/p_2)_{опт}$. Во-вторых, p_0/p_z влияет на удельный расход газа $G/P_э$: увеличение p_0/p_z ведет к снижению $G/P_э$. В-третьих, с уменьшением p_0/p_z, т. е. с уменьшением теплоперепада турбины, повышается температура газа на выходе из турбины и, следовательно, на входе в реактор $t_{вх.р}$. Температура $t_{вх.р}$ обычно лимитируется конструкцией и мощностью реактора, и часто именно $t_{вх.р}$ определяет p_0/p_z. Так, например, для $t_0 = 800$ °С допустимая температура $t_{вх.р} < 480$ °С. На практике с запасом принимают $t_{вх.р} = 460$ °С, откуда следует значение $p_0/p_z = 2{,}7$, т. е. больше оптимального отношения $(p_0/p_2)_{опт}$.

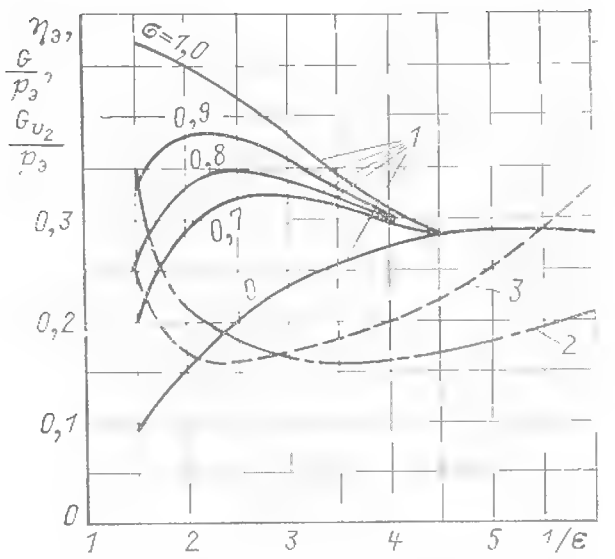
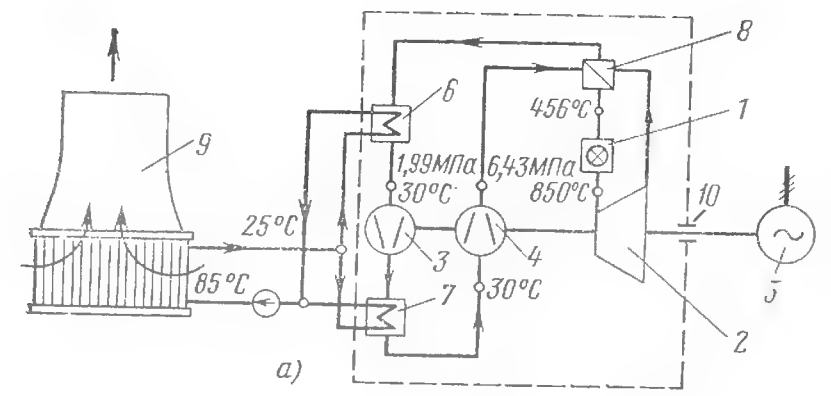


Рис. 6.27. Влияние степени повышения давления в системе компрессоров $p_0/p_z = 1/\varepsilon$ и степени регенерации σ замкнутой гелиевой газотурбинной установки на $\eta_э$ (*1*), удельный массовый расход газа $G/P_э$ (*2*) и удельный объемный расход газа на выходе из турбины $Gv_z/P_э$ (*3*):
$P_{гелл} = 3000$ МВт; $t_{от} = 815$ °С; два охладителя с $t_{ох.в} = 24$ °С

В отличие от открытых ГТУ, которые, как правило, выполняются по упрощенной схеме без регенератора, замкнутые газотурбинные установки почти не рассматриваются как простые — обычно за турбиной предусматривается установка регенератора.

На рис. 6.27 приведена диаграмма, из которой видно влияние степени регенерации на экономичность ЗГТУ. Здесь же показано влияние степени повышения давления в компрессоре на такие важные конструкционные характеристики установки, как массовый $G/P_э$ и объемный $Gv_z/P_э$ удельные расходы гелия на выходе из турбины. Расчет проведен для установки, основными параметрами которой являются температура газа перед турбиной $t_{от} = 815$ °С и температура на входе в компрессор $t_{0к} = 35$ °С.

Анализ графиков показывает, что в схеме без регенерации максимальный $\eta_э$ достигает 28,5 %. В то же время установка регенератора со степенью регенерации $\sigma = 0{,}7$ повышает КПД до 32%, а при $\sigma = 0{,}9$ максимальный КПД достигает 38,5 %, т. е. по сравнению со схемой без регенерации КПД возрастает более чем на треть. Кроме того, важно, что для установки без регенерации максимум КПД, как видно из графика, обеспечивается при $1/\varepsilon = 5{,}5$, когда по сравнению со своими минимальными значениями удельный массовый расход больше на 70 %, удельный объемный расход — на 15 %. В тоже время при $1/\varepsilon = 2 \div 2{,}5$, когда КПД установки с регенератором, имеющим $\sigma = 0{,}7 \div 0{,}9$, составляет 31—39 %, удельный массовый расход превышает минимальный на 35—13 %, а удельный объемный расход — на 5—0 %.



$P_э = 1000$ МВт мощность турбины $P_т = 2284$ МВт, компрессоров $P_к = 1256$ МВт. Таким образом, коэффициент полезной работы $P_э/P_т = 0{,}254$, по оценкам $\eta_э = 39{,}5\%$. При этом расход гелия $G = 1234$ кг/с, степень повышения давления $1/\varepsilon = 3{,}23$, степень регенерации $\sigma = 0{,}9$, сумма всех потерь давления 13,4 %. Продольный разрез агрегата показан на рис. 6.28. Слева направо располагаются турбина, компрессор высокого давления, компрессор низкого давления, уплотнение между агрегатом и электрогенератором.

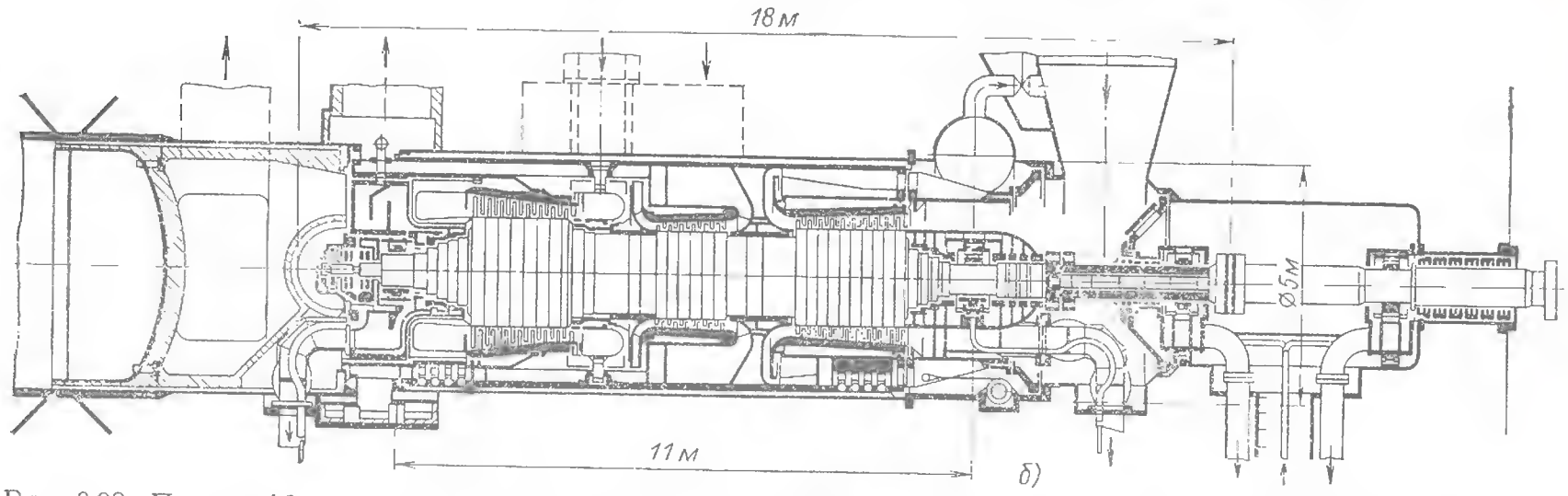


Рис. 6.28. Проект АЭС с высокотемпературным газоохлаждаемым реактором и гелиевой ЗГТУ электрической мощностью $P_э = 1000$ МВт:

а — тепловая схема АЭС: *1* — реактор; *2* — газовая турбина; *3* и *4* — газовые компрессоры; *5* — электрогенератор; *6* — первичный охладитель; *7* — вторичный охладитель; *8* — регенератор; *9* — градирня; *10* — уплотнение вала газотурбинного агрегата; *б* — продольный разрез газотурбинного агрегата

Коэффициент полезного действия ЗГТУ, как и открытой ГТУ [15], существенно зависит от температуры газа на входе в компрессор, или, точнее, η_t зависит от отношения температур газа на входе в турбину $T_{0т}$ и на входе в компрессор $T_{0к}$, т. е. от $\tau = T_{0т}/T_{0к}$. Температура $T_{0к}$ определяется температурой циркуляционной воды на входе в холодильник и минимальным температурным напором в холодильнике. Следует отметить значительное влияние на тепловую экономичность ГТУ совершенства турбомашин и потерь давления во всем тракте $\Delta p/p$, а также недогрева в регенераторе Δt.

В настоящее время имеются проекты АЭС с ЗГТУ на гелии; один из них представлен на рис. 6.28. При мощности электрогенератора

Большая текучесть гелия, жесткие требования по радиационной безопасности в данной одноконтурной схеме АЭС привели к тому, что во многих проектах подобного рода предполагается интегральная компоновка энергоблока, т. е. все его оборудование, кроме электрогенератора, градирни и насосов охлаждающей воды, встроено в единый блок, выполняемый из предварительно напряженного бетона. Очевидно, что в такой конструкции должны быть решены проблемы надежности всего оборудования, смазки подшипников агрегата, уплотнений между гелиевым агрегатом и электрогенератором и др. Границы интегральной компоновки блока показаны пунктиром на рис. 6.28,*а*.

Глава седьмая

ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН

7.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН

С развитием энергетики, с ростом единичных мощностей турбин повысились требования к надежности турбоагрегата в целом и его наиболее ответственных и напряженных элементов, как неподвижных (корпус, диафрагмы и др.), так и вращающихся (ротор — вал, диски, рабочие лопатки и др.). Как показывает опыт эксплуатации турбин ТЭС и АЭС, самыми повреждаемыми элементами

турбины, восстановление которых требует наибольшего времени, являются рабочие лопатки. Поэтому вопросам статической и динамической прочности рабочих лопаток, обеспечения их вибрационной надежности, а также их эрозии уделено наибольшее внимание. В настоящем параграфе кратко рассматриваются условия работы других наиболее напряженных элементов турбины.

На вал турбины действуют крутящий момент, развиваемый паром на рабочих лопатках, изгибающий момент от собственного веса и небаланса, а также неуравновешенное осевое паровое усилие.

Напряжения растяжения от осевых усилий малы, и ими всегда можно пренебречь. Напряжения изгиба также невелики, так как размеры роторов назначаются из условия обеспечения малых прогибов и допустимых критических частот вращения. Наиболее существенными являются напряжения от крутящего момента, особенно в аварийном режиме короткого замыкания. Именно эти напряжения определяют выбор размеров шеек роторов, соединительных муфт и их болтов.

Напряжения в дисках, в том числе цельнокованых и сварных роторов, в основном вызываются центробежными силами инерции, обусловленными вращением ротора.

При умеренных температурах, характерных для влажно-паровых турбин АЭС, материал вала и дисков работает в условиях упругости. При повышенных температурах в турбинах АЭС с газоохлаждаемыми реакторами или реакторами на быстрых нейтронах некоторые элементы роторов могут работать в условиях ползучести.

При нестационарных режимах эксплуатации (пуск, изменение нагрузки, остановка) возникают временные, но высокие температурные напряжения, циклическое повторение которых вызывает опасность появления трещин термоусталости, особенно в зонах концентраторов напряжений. При слишком быстрых пусках из холодного состояния, когда ротор турбины не успевает прогреться и температура на его расточке оказывается ниже критической температуры хрупкости, составляющей для хромомолибденованадиевых роторных сталей 80—100 °С, может произойти хрупкое разрушение ротора. Для предотвращения этой тяжелейшей аварии пусковые инструкции предусматривают длительный прогрев турбины при малой частоте вращения, когда напряжения от центробежных сил еще невелики.

Таким образом, в общем случае элементы ротора должны быть рассчитаны на статическую кратковременную, длительную и термоциклическую прочность, должна быть проверена и обеспечена вибрационная надежность валопровода.

Современная влажно-паровая турбина АЭС представляет собой многоцилиндровый агрегат. Роторы каждого цилиндра и генератора соединяются между собой, как правило, жесткими муфтами и образуют единый валопровод турбоагрегата.

При работе турбины возникает вибрация валопровода, а точнее, всей системы турбоагрегат — фундамент; в спектре колебаний ее наибольшую амплитуду имеет, как правило, гармоника, частота которой равна частоте вращения. В этом случае колебания называют *вибрацией оборотной частоты*. Вибрация имеет две основные причины — неуравновешенность ротора и расцентровку валопровода, вызванную смещением или изломом осей роторов, соединяемых муфтой. При несовпадении центров масс поперечных сечений валопровода с их геометрическими центрами, лежащими на криволинейной оси естественного прогиба валопровода, под действием собственной массы возникают поперечные центробежные силы инерции. Под их действием валопровод будет совершать сложное движение: вращаться вокруг линии, соединяющей геометрические центры сечений с угловой скоростью ω, а сама линия будет вращаться с угловой скоростью Ω, отличной по величине и знаку от ω. Последний вид движения называется *прецессионным* и вызывает вибрацию валопровода и всей системы турбоагрегат — фундамент.

Практически валопровод никогда не может быть идеально уравновешен. Первичная неуравновешенность его обусловлена конструктивной особенностью роторов и технологическими отклонениями, нарушающими их осевую симметрию. Поэтому ротор после изготовления или ремонта подвергается *динамической балансировке* — подбору величин и мест установки специальных балансировочных грузов, компенсирующих первоначальную неуравновешенность ротора. Балансировочные грузы обычно закрепляются в кольцевых пазах на дисках ротора, достаточно удаленных друг от друга, что позволяет уменьшить массу грузов.

На турбинном заводе балансировка ротора производится на балансировочном станке в специальных вакуумных камерах при рабочей частоте вращения. Вакуум создается для уменьшения мощности привода и предотвращения чрезмерного разогрева лопаток последних ступеней. В условиях электростанции для устранения неуравновешенности, которая может появиться при замене деталей ротора или по другим причинам, балансиров-

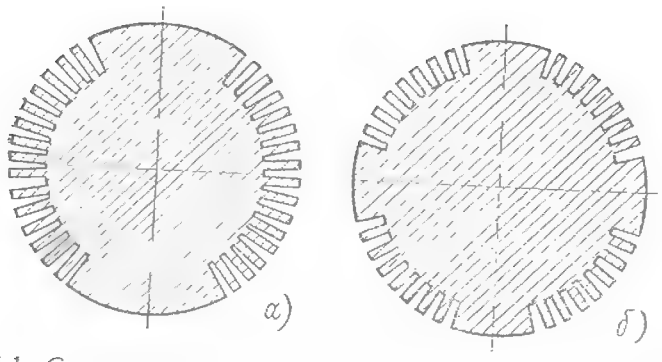


Рис. 7.1. Сечение ротора электрического генератора:
а — двухполюсного на $n=50$ 1/с; *б* — четырехполюсного на $n=25$ 1/с

ка осуществляется в подшипниках турбоагрегата.

При вращении ротора с изгибной анизотропией, т. е. при сопротивлении изгибу, существенно различном в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, под действием собственной массы ротора возникает высокочастотная вибрация с частотой, равной удвоенной частоте вращения. Основным источником высокочастотной вибрации является ротор двухполюсного электрического генератора с частотой вращения 50 1/с. Такой ротор имеет две обмотки, расположенные на его противоположных сторонах (рис. 7.1,*а*), и его изгибная жесткость в двух взаимно перпендикулярных направлениях может различаться на 30—40 %.

Четырехполюсные электрические генераторы, приводимые тихоходными турбинами насыщенного пара с частотой вращения 25 1/с, имеют более симметричный ротор (рис. 7.1,*б*) и менее подвержены высокочастотной вибрации.

Наряду с рассмотренными вынужденными колебаниями роторов турбин при некоторых условиях могут возникнуть самовозбуждающиеся (низкочастотные) колебания (автоколебания), вызываемые циркуляционными, неконсервативными позиционными возмущающими силами, поддерживающими прецессионное движение ротора с частотой $n/2$, где n — частота вращения. Циркуляционные силы имеют гидродинамическую природу — они возникают в масляных пленках опорных подшипников и в проточной части турбины (в периферийных, диафрагменных и концевых уплотнениях). Так как низкочастотная вибрация не связана ни с неуравновешенностью ротора, ни с его деформацией, то устранить ее более тщательной балансировкой невозможно. Для предотвращения низкочастотной вибрации используются специальные виброустойчивые (например, сегментные) подшипники и специальные периферийные уплотнения ступеней. Следует отметить, что низкочастотная вибрация характерна в первую очередь для турбин ТЭС высоких (обычно сверхкритических) параметров пара.

Большую опасность для ротора представляют переходные колебания, возникающие при внезапных динамических воздействиях на ротор. К ним относятся разбалансировка ротора при поломке и вылете одной или нескольких рабочих лопаток большой длины, короткое замыкание в электрическом генераторе, сейсмическое воздействие. При внезапном вылете рабочей лопатки, особенно одной из последних ступеней ЦНД, к ротору внезапно прикладывается поперечная сила, достигающая 1—2 МН и вызывающая очень интенсивную вибрацию. В большинстве случаев внезапному отрыву лопаток предшествуют зарождение и развитие в них усталостных трещин. При коротком замыкании на ротор электрического генератора действует переменный электромагнитный крутящий момент, многократно (в 10—12 раз) превышающий номинальный. Под действием этого момента возникают переходные крутильные колебания валопровода большой интенсивности. При землетрясениях на валопровод турбоагрегата также может действовать значительное возмущение со случайными амплитудами и частотами.

Интенсивность колебаний валопровода в большой степени зависит от того, насколько собственные частоты валопровода, или, точнее, системы турбоагрегат — фундамент, удалены от частот возмущающих сил, возбуждающих эти колебания. Частота основной возмущающей силы, определяемой неуравновешенностью валопровода, совпадает с его частотой вращения. Частоты вращения $n_{кр}$, при которых амплитуда колебаний валопровода достигает максимальных значений, называются критическими частотами вращения валопровода. Критические частоты обнаруживаются при снятии амплитудно-частотной характеристики — зависимости амплитуд колебаний в некоторой точке ротора от частоты вращения (рис. 7.2). Теоретически валопровод имеет бесконечно много критических частот, но практически интерес обычно представляют только несколько первых, значения которых не превышают удвоенную рабочую частоту вращения.

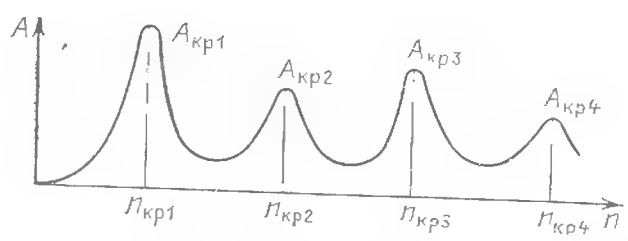


Рис. 7.2. Амплитудно-частотная характеристика валопровода

Таблица 7.1. **Критические частоты вращения некоторых турбоагрегатов АЭС $n_{кр}$, 1 с**

Марка турбины	Электрический генератор	Номер критической частоты вращения валопровода						
		1	2	3	4	5	6	7
К-220-440	ТГВ-200	25,7	39,0	76,8	81,0	—	—	—
К-500-65/3000	ТВВ-500-2	15,4	40,9	67,8	71,7	76,6	78,8	82,9
К-500-60/1500	ТГВ-500-4	39,6	42,0	44,0	—	—	—	—

В табл. 7.1 приведены значения критических частот некоторых турбин насыщенного пара.

Можно показать, что критические частоты вращения совпадают с собственными частотами колебаний вращающегося ротора [14]. Поэтому состояние ротора при критической частоте вращения, когда частота возмущающей силы совпадает с одной из его собственных частот, есть не что иное, как состояние резонанса. При отсутствии демпфирования амплитуда колебаний ротора $A_{кр}$ возрастала бы неограниченно. Силы демпфирования, прежде всего в масляной пленке подшипников, ограничивают амплитуды колебаний, мало влияя на критические частоты $n_{кр}$.

Если низшая критическая частота вращения меньше рабочей, т. е. $n_{раб} > n_{кр}$, ротор называется гибким, а при $n_{раб} < n_{кр}$ — жестким. При пуске турбины гибкий ротор проходит одну или несколько резонансных зон, поэтому разворот турбины должен осуществляться достаточно быстро во избежание развития вибрации. В паровых турбинах АЭС цельнокованые роторы, как правило, являются гибкими из-за большой длины и массы, а сварные роторы — жесткими. В вибрационном отношении жесткие роторы работают спокойнее.

Для характеристики вибрационного состояния турбоагрегата установлены нормы вибрации, измеряемой на корпусах подшипников в трех взаимно перпендикулярных направлениях: вертикальном, горизонтальном и продольном (осевом). Вибрационное состояние турбоагрегата оценивается по двойной амплитуде колебаний $2A$, которая не должна превышать 30 мкм для турбоагрегатов с частотой вращения 50 1/с и 50 мкм с частотой вращения 25 1/с.

Для обеспечения требуемого низкого уровня вибрации валопровод турбоагрегата должен быть спроектирован так, чтобы его критические частоты с запасом $\pm(10—15)$ % не совпадали с рабочей частотой вращения n (отстройка от сил неуравновешенности и расцентровок), с $n/2$ (отстройка от циркуляционных сил, вызывающих низкочастотную вибрацию), с $2n$ (отстройка от высокочастотной вибрации).

7.2. СТАТИЧЕСКАЯ ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

На рабочие лопатки действуют центробежные силы и аэродинамические усилия потока пара. Центробежные силы, обусловленные вращением, вызывают в лопатках постоянного сечения в основном растягивающие напряжения, а в лопатках переменного сечения — еще изгиб и кручение.

Аэродинамические усилия имеют стационарную и переменную составляющие. Первая вызывает в основном изгиб лопаток и вместе с центробежными силами определяет их статическую прочность. Вторая составляющая является причиной колебаний лопаток и определяет их вибрационную надежность.

Помимо центробежных сил и паровых усилий рабочие лопатки испытывают и температурные воздействия при пусках, остановках и изменении нагрузки. В паровых турбинах температурными напряжениями в рабочих лопатках почти всегда можно пренебречь.

При расчете лопаток на прочность ограничимся рассмотрением так называемых жестких лопаток, у которых упругие прогибы и углы поворота сечений малы и не изменяют форму оси лопатки, мало отличающуюся от радиальной прямой. В этом случае напряжения в лопатке от действия центробежных сил и паровых усилий можно определять раздельно. К жестким могут быть отнесены лопатки большинства ступеней паровой турбины, за исключением последних ступеней ЦНД.

Растяжение рабочих лопаток центробежными силами

Рассмотрим лопатку переменного сечения, вращающуюся вместе с диском с угловой скоростью ω (рис. 7.3).

На элемент лопатки длиной dz действует центробежная сила

$$dC_л = \rho_{мат}\omega^2 F(z)(r_к + z)\,dz, \qquad (7.1)$$

где $F(z)$ — площадь поперечного сечения лопатки на расстоянии z от корня; $r_к$ — радиус корневого сечения; $\rho_{мат}$ — плотность материала лопатки.

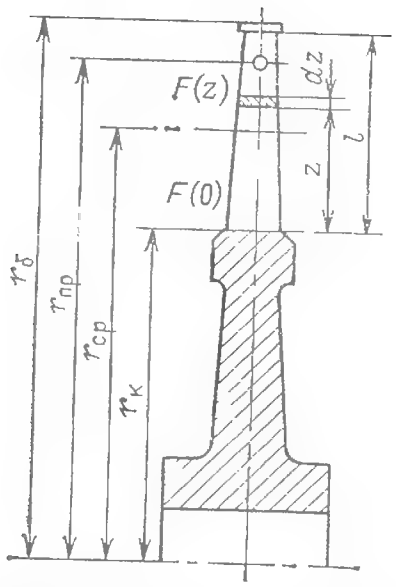


Рис. 7.3. К расчету рабочей лопатки на растяжение центробежными силами

Растягивающие центробежные усилия в сечении z получим, проинтегрировав (7.1) в пределах от z до l:

$$C_л(z) = \rho_{мат}\omega^2 \int_z^l F(z)(r_к + z)\,dz, \qquad (7.2)$$

где l — длина лопатки.

Кроме нагрузки от собственной массы лопатки нагружены центробежными силами связей — бандажа и проволок.

Центробежные силы бандажа и проволок, отнесенные к одной лопатке (шагу), равны соответственно:

$$C_б = \rho_б\omega^2 F_б t_б r_б; \qquad (7.3)$$

$$C_{пр} = \rho_{пр}\omega^2 F_{пр} t_{пр} r_{пр}, \qquad (7.4)$$

где $\rho_б$, $\rho_{пр}$ — плотности материала связей (бандажа и проволоки); $F_б$, $F_{пр}$ — площади поперечных сечений связей; $t_б$, $t_{пр}$ — шаги по окружностям связей; $r_б$, $r_{пр}$ — радиусы центров поперечных сечений связей.

Суммарная центробежная сила $C(z)$ составит:

$$C(z) = C_л(z) + \Sigma C_{пр} + C_б, \qquad (7.5)$$

где знак суммы распространяется на все проволоки пакета и учитывается только в сечениях с радиусом $r \leqslant r_{пр}$.

Растягивающие напряжения $\sigma_р(z)$ в сечении z, вызываемые центробежными силами инерции, равны:

$$\sigma_р(z) = C(z)/F(z). \qquad (7.6)$$

Определим растягивающие напряжения при некоторых законах изменения площадей сечений по высоте лопатки. Для простоты не будем учитывать нагрузки от связей.

Для лопатки постоянного сечения $F(z) = F = \text{const}$, переходя к безразмерной координате $\xi = z/l$, получаем

$$\sigma_р(\xi) = \rho_{мат}\omega^2 \int_z^l (r_к + z)\,dz =$$

$$= \rho_{мат}\omega^2 \int_\xi^1 \left(r_{ср} - \frac{l}{2} + \xi l\right) d\xi =$$

$$= \rho_{мат}\omega^2 l r_{ср}(1 - \xi)\left(1 + \frac{\xi}{\theta}\right), \qquad (7.7)$$

где $r_{ср}$ — средний радиус лопатки; $\theta = d_{ср}/l$.

В корневом сечении $\xi = 0$ растягивающие напряжения максимальны и равны:

$$\sigma_р(0) = \sigma_0 = \rho_{мат}\omega^2 l r_{ср}. \qquad (7.8)$$

Напряжения в корневом сечении лопатки можно существенно снизить, если выполнить ее переменного профиля с площадью, уменьшающейся от корня к периферии.

На рис. 7.4 показано изменение растягивающих напряжений по высоте лопаток постоянного сечения (кривая *1*) и при изменении площадей сечений по показательному закону

$$F = F_к(F_п/F_к)^\xi, \qquad (7.9)$$

где $F_к$ и $F_п$ — площади корневого и периферийного поперечных сечений лопаток (кривая *2*); $\xi = z/l$.

Введем коэффициент разгрузки

$$k_р = \sigma_{макс}/\sigma_0, \qquad (7.10)$$

Таблица 7.2. **Коэффициент разгрузки $k_р$ при законе изменения площадей сечения по высоте лопатки согласно формуле (7.9)**

$d_{ср}/l$	Значения коэффициента разгрузки при $F_к/F_п$					
	1	2	4	6	8	9
2,5	1	0,689	0,493	0,412	0,366	0,350
3,0	1	0,694	0,500	0,421	0,375	0,359
4,0	1	0,701	0,511	0,432	0,387	0,370
5,0	1	0,705	0,517	0,439	0,394	0,377

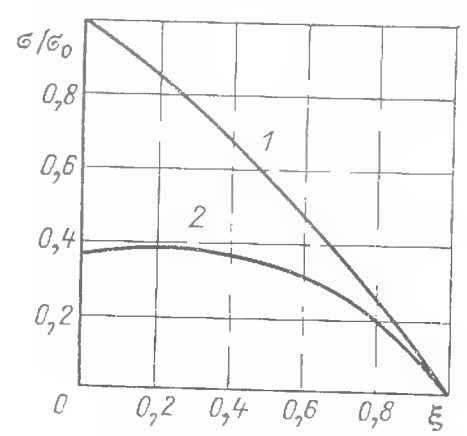


Рис. 7.4. Изменение растягивающих напряжений по высоте лопатки:

1 — лопатка постоянного сечения; *2* — лопатка переменного профиля с изменением площадей сечений согласно формуле (7.9) при $F_к/F_п = 8$ и $d/l = 3$

определяющий снижение максимальных растягивающих напряжений $\sigma_{макс}$ в корневом сечении лопатки переменного сечения по сравнению с лопаткой постоянного сечения той же длины. Значения $k_р$ приведены в табл. 7.2.

Преобразуем зависимость для максимального напряжения $\sigma_{макс}$ в лопатке переменного сечения к виду

$$\sigma_{макс} = k_р\sigma_0 = k_р\rho_{мат}\omega^2 r_{ср} l = k_р\rho_{мат}\omega^2 \frac{\Omega}{2\pi},$$

где $\Omega = 2\pi r_{ср} l = \pi(r^2_п - r^2_к)$ — кольцевая площадь выхода ступени. Отсюда

$$\Omega = \frac{2\pi\sigma_{макс}}{k_р\rho_{мат}\omega^2}. \qquad (7.11)$$

Величина $k_р$ может быть уменьшена выбором предельно малого отношения $F_п/F_к$. Площадь Ω можно увеличить изготовлением лопаток последней ступени из титанового сплава, который примерно при той же прочности имеет по сравнению со сталью значительно меньшую плотность ($\rho_т/\rho_{ст} \approx 0{,}58$). Радикально возрастает кольцевая площадь ступени у тихоходных турбин с частотой вращения $n = 25$ 1/с вместо $n = 50$ 1/с, что даст возможность повысить Ω в 4 раза (см. § 4.2).

Изгиб лопаток от парового усилия

Паровое усилие, развиваемое потоком пара на рабочих лопатках, определяется при тепловом расчете ступени (см. § 3.1). Осевая (аксиальная) составляющая парового усилия R_a, как правило, мала по сравнению с окружной (тангенциальной) составляющей R_u, и ею часто можно пренебречь, по крайней мере в активной ступени. В реактивной ступени осевая составляющая усилия может оказаться значительной из-за действующей на рабочие лопатки разности давлений пара. Всегда относительно велико усилие R_a в последних ступенях ЦНД турбин любого типа.

Угол β, образуемый окружной составляющей усилия R_u с осью максимального момента инерции сечения лопатки (ось ζ), невелик (рис. 7.5). Поэтому примем, что усилие R_u действует нормально к оси минимального момента инерции (ось η), которая практически параллельна хорде профиля, и что изгиб лопатки происходит только вокруг этой оси. Отметим дополнительно, что напряжениями изгиба лопатки вокруг оси максимального момента инерции можно пренебречь не только из-за малости соответствующей составляющей парового усилия, но и благодаря сравнительно большой жесткости лопатки в этом направлении.

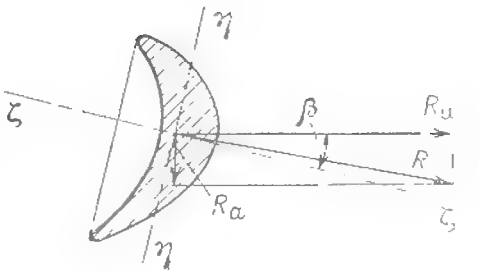


Рис. 7.5. Главные оси инерции профиля лопатки и разложение усилия R на составляющие R_u и R_a

Окружное (тангенциальное) усилие R_u, действующее на одну лопатку, определяется выражением (см. § 3.1)

$$R_u = \frac{G}{ez_л}(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2) = \frac{GH_0\eta_{0.л}}{uez_л} = \frac{P_u}{uez_л}, \qquad (7.12)$$

где e — степень парциальности.

Даже для относительно длинных лопаток паровое усилие можно считать равномерно распределенным по длине лопатки. Тогда погонная нагрузка составит:

$$q_u = R_u/l. \qquad (7.13)$$

Изгибающий момент максимального значения достигает в корневом сечения лопатки

$$M(0) = q_u l^2/2 = P_u l/2. \qquad (7.14)$$

В этом же сечении в большинстве случаев наибольшими будут и напряжения изгиба:

$$\sigma_{изг}(0) = M(0)/W(0), \qquad (7.15)$$

где $W(0)$ — минимальный момент сопротивления корневого сечения лопатки.

В длинных закрученных лопатках последних ступеней максимальные напряжения изгиба обычно возникают не в корневом сечении, а существенно выше. Максимальные напряжения изгиба возникают на кромках (растягивающие) и на выпуклой поверхности профиля (сжимающие). Изгибные напряжения накладываются на растягивающие напряжения от центробежных сил. Суммарные напряжения оказываются наибольшими на кромках профиля.

Напряжения изгиба от паровых усилий следует рассчитывать при том режиме работы турбины, при котором они будут максимальными. Для большинства ступеней — это режим наибольшего расхода пара G. Для последней ступени — это режим наибольшего объемного пропуска пара Gv_2. Для регулирующей ступени при сопловом парораспределении наиболее опасным является режим одного полностью открытого клапана, когда ступень работает с максимальным теплоперепадом и минимальной парциальностью.

При расчете лопаток на изгиб следует учитывать, что центробежные силы C, действующие на лопатку, изогнутую паровым потоком, стремятся ее выпрямить (рис. 7.6), создавая в каждом сечении изгибающий мо-

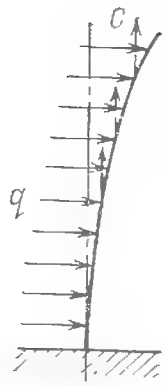


Рис. 7.6. Изгиб рабочей лопатки в поле центробежных сил

мент, обратный паровому моменту. С учетом этого результирующий изгибающий момент в корневом сечении лопатки будет меньше.

Центробежные силы могут вызвать напряжение изгиба в сечениях лопатки не только из-за деформации ее паровым потоком. В лопатке постоянного сечения эти напряжения появятся в том случае, если ось лопатки, на которой расположены центры тяжести сечений, не проходит через центр диска, т. е. не является радиальной прямой. В лопатке переменного сечения ось является пространственной кривой, и поэтому в ее сечениях всегда возникают изгибающие моменты от центробежных сил. Изменяя наклон лопатки на диске относительно радиальной прямой или геометрическую форму оси лопатки, можно добиться того, что напряжения изгиба от центробежных сил будут компенсировать напряжения изгиба от паровых усилий.

Допускаемые напряжения

При проектировании турбины, при проверке прочности рабочих лопаток производят сравнение расчетных значений напряжений с допускаемыми $[\sigma]$.

Допускаемые напряжения растяжения определяются из условия

$$[\sigma_р]=\sigma_{0,2}/k_т. \qquad (7.16)$$

Здесь $\sigma_{0,2}$ — предел текучести, который используется в качестве характеристики статической прочности рабочих лопаток при умеренных температурах, характерных для турбин насыщенного пара АЭС; $k_т=1,7\div2,0$ — коэффициент запаса прочности, выбираемый на основе опыта эксплуатации. При оценке статической прочности допускаемые напряжения сравниваются с суммарными напряжениями

$$\sigma=\sigma_р+\sigma_{изг}.$$

Допускаемые напряжения статического изгиба лопаток под действием парового усилия ограничиваются в зависимости от условий работы лопаток: для регулирующих ступеней $[\sigma_{изг}]\approx20$ МПа; для ступеней активного типа с полным подводом пара $[\sigma_{изг}]\approx35$ МПа; для ступеней реактивного типа $[\sigma_{изг}]\approx50\div70$ МПа. Выбор столь низких значений $[\sigma_{изг}]$ обусловлен соображениями вибрационной надежности рабочих лопаток. Поскольку при проектировании лопаток обычно отсутствуют точные данные о переменной составляющей аэродинамического усилия, то принимается, что при резонансных колебаниях возникающие в лопатках динамические напряжения пропорциональны статическим аэродинамическим нагрузкам (см. § 7.3).

7.3. КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОК

Колебания отдельной лопатки

Центробежные силы при неизменной частоте вращения ротора постоянны и не зависят от времени. Если были бы постоянны и аэродинамические усилия парового потока, то лопатки имели бы только статическую деформацию изгиба и растяжения. В действительности аэродинамические силы имеют переменную периодическую составляющую, которая вызывает вынужденные колебания лопаток.

Вынужденные колебания лопаток с опасным уровнем напряжений могут в редких случаях вызываться вибрацией ротора, например при аварийном режиме короткого замыкания, когда валопровод турбоагрегата совершает интенсивные крутильные колебания. При некоторых условиях в последних ступенях низкого давления возможно самовозбуждение автоколебаний и срывных колебаний.

Лопатки могут колебаться как относительно минимальной оси инерции, т. е. приблизительно в плоскости диска (тангенциальные колебания), так и относительно максимальной оси инерции (аксиальные колебания). Аксиальные колебания тесно связаны с вибрацией диска и поэтому должны рассматриваться как колебания системы диск—лопатки. Кроме изгибных возможны также крутильные колебания лопаток, особенно длинных лопаток последних ступеней. В настоящей книге для простоты рассматриваются только изгибные тангенциальные колебания.

Важнейшие динамические характеристики лопаток — частоты собственных колебаний (собственные частоты) и соответствующие им главные формы колебаний — могут быть найдены как теоретически, так и экспериментально.

При теоретическом рассмотрении поперечные размеры лопатки считают малыми по сравнению с ее длиной и используют результаты, полученные при изучении статического изгиба и колебаний стержней (балок).

При экспериментальном исследовании колебаний к вершине лопатки, хвостовик которой жестко защемлен, прикладывают сосредоточенную периодическую возмущающую силу. Частоту ее можно менять в широких пределах — от нескольких герц до килогерц. В качестве источника возмущающей силы используют вибраторы (электромагнитный, воздушный и др.). По мере повышения частоты возмущающей силы и приближения ее к некоторому вполне определенному для данной лопат-

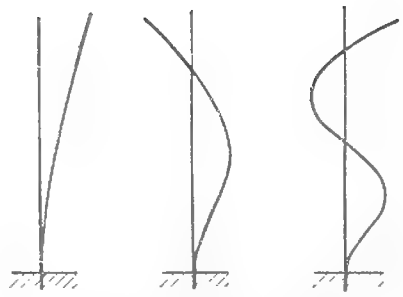


Рис. 7.7. Первые три главные формы колебаний единичной лопатки

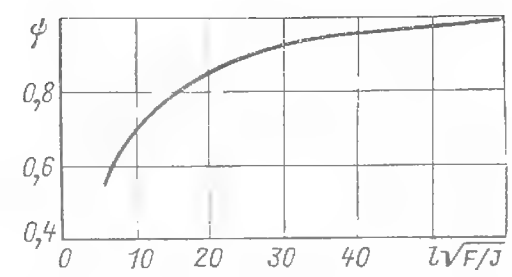


Рис. 7.8. Влияние податливости закрепления на первую собственную частоту колебаний лопатки

ки значению амплитуда колебаний быстро нарастает, достигая максимума. При дальнейшем повышении частоты амплитуда сначала быстро, а затем все медленнее уменьшается почти до нуля, после чего картина качественно повторяется. Максимальные амплитуды колебаний соответствуют явлению резонанса, когда частоты возмущающей силы равны частотам собственных колебаний лопатки. Это так называемый резонансный метод определения собственных частот лопаток.

Кривую прогиба при колебаниях можно наблюдать с помощью стробоскопической лампы или определить голографическим методом. Кривые прогиба, однозначно соответствующие собственным частотам колебаний, называются главными формами колебаний. Для первых трех частот лопаток со свободной вершиной они показаны на рис. 7.7.

Совокупность i-й собственной частоты и соответствующей ей главной формы называется i-м тоном колебаний. Лопатка имеет бесчисленное количество тонов колебаний.

Теоретически наименьшая частота собственных колебаний, или частота первого тона отдельной лопатки постоянного сечения, жестко закрепленной в корневом сечении и свободной на вершине, может быть определена по формуле

$$f = \frac{0,56}{l^2}\sqrt{\frac{EJ}{\rho_{мат}F}}, \qquad (7.17)$$

где l — длина профильной части лопатки; EJ — изгибная жесткость; $\rho_{мат}F$ — линейная плотность, т. е. масса единицы длины лопатки; E — модуль упругости; J — момент инерции сечения (минимальный для тангенциальных колебаний, максимальный для аксиальных); $\rho_{мат}$ — плотность материала лопатки; F — площадь поперечного сечения.

Отношение последовательных собственных частот изгибных колебаний, или спектр частот, составляет

$$1:6,27:17,6:34,4... \qquad (7.18)$$

Для лопаток переменного сечения спектр частот обычно сгущается.

Значения собственных частот (7.17) и (7.18) согласуются с экспериментальными данными только для так называемых гибких лопаток с большой величиной $l\sqrt{F/J}$. Для коротких, жестких лопаток экспериментально найденные частоты оказываются существенно ниже подсчитываемых по формуле (7.17). Главной причиной этого является то, что соединение лопаток с диском ни в какой конструкции не может быть абсолютно жестким. Для учета влияния закрепления пользуются поправочным коэффициентом ψ, определяемым экспериментально и зависящим от типа хвостового соединения лопатки и формы колебаний. Для первого тона колебаний зависимость коэффициента ψ от гибкости лопатки по данным ЛМЗ представлена на рис. 7.8. Тогда действительная частота собственных колебаний первого тона отдельной лопатки постоянного сечения определяется по формуле

$$f_л = \psi\frac{0,56}{l^2}\sqrt{EJ/\rho_{мат}F}. \qquad (7.19)$$

Для высших тонов колебаний по сравнению с первым численные значения коэффициента ψ уменьшаются.

Влияние вращения на собственные частоты лопатки

При отклонении оси вращающейся лопатки от радиальной прямой центробежные силы стремятся вернуть лопатку в положение равновесия. Эти силы суммируются с силами упругости и как бы увеличивают изгибную жесткость лопатки, а значит, и частоту собственных колебаний.

Частоту вращающейся лопатки, называемую динамической частотой, можно представить в виде

$$f_д = \sqrt{f_c^2 + \bar{B}n^2}, \qquad (7.20)$$

где f_c — частота колебаний невращающейся лопатки, или статическая частота; $\bar{B}$ — коэффициент, зависящий от геометрических характеристик лопатки, отношения $d_{ср}/l$, угла β (см. рис. 7.5) и формы колебаний; n — частота вращения турбины.

Если в качестве упругой линии прогиба при колебаниях принять главные формы колебаний невращающейся лопатки, т. е. пренебречь их изменением в поле центробежных сил, то значение коэффициента $\bar{B}$ можно вычислить по

формулам:

для первого тона

$$\overline{B}_1 = 0{,}785\,\frac{d_{ср}}{l} + 0{,}408 - \cos^2\beta; \quad (7.21)$$

для второго тона

$$\overline{B}_2 = 4{,}32\,\frac{d_{ср}}{l} + 2{,}16 - \cos^2\beta. \quad (7.22)$$

Колебания пакетов лопаток

По сравнению с отдельной лопаткой колебания пакета имеют некоторые особенности. Экспериментально частоты пакетов определяются на облопаченном диске или роторе. С помощью вибратора возбуждаются вынужденные колебания пакета. Повышая частоту возмущающей силы, можно воспроизвести принципиально различные формы колебаний двух типов.

При колебаниях типа A все лопатки пакета колеблются синфазно и практически с одинаковыми амплитудами. По числу узлов на динамической упругой линии прогиба различают колебания типа A_0 (без узлов — первый тон), типа A_1 (один узел — второй тон) и т. д.

Наряду с синфазными колебаниями типа A для пакета лопаток в отличие от отдельной, консольно закрепленной лопатки существуют колебания иного типа, когда вершины лопаток и бандаж почти неподвижны (внутрипакетные колебания), а максимальный прогиб достигается в средней части лопатки, ближе к вершине, причем не все лопатки в пакете колеблются в одной фазе. Такие внутрипакетные колебания называются колебаниями типа B. По числу узлов на упругой линии прогиба между корневым сечением и вершиной лопатки они обозначаются B_0, B_1, B_2 ...

Внутрипакетные колебания отличаются большим многообразием форм: для пакета из m лопаток в узких частотных диапазонах существует по $(m-1)$ форм колебаний типа B_0, типа B_1 и т. д. Для пакета из четырех лопаток формы колебаний типа B_0 изображены на рис. 7.9.

По численным значениям частот колебания типов A_0, A_1, A_2 ... чередуются с колебаниями типов B_0, B_1, B_2 ...

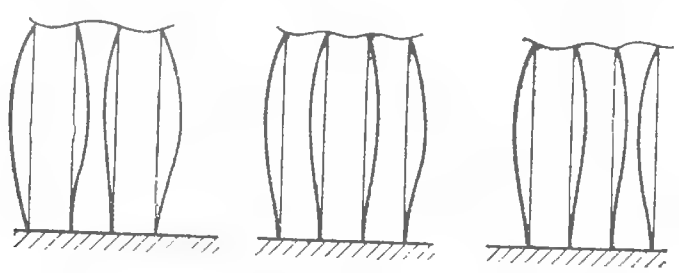


Рис. 7.9. Внутрипакетные колебания типа B_0 пакета из четырех лопаток

Частота собственных колебаний пакета лопаток постоянного сечения может быть определена по формуле

$$f_п = \varphi f_л = \varphi\psi\,\frac{0{,}56}{l^2}\sqrt{EJ/\rho_{мат}F}, \quad (7.23)$$

где $f_л$ — частота колебаний отдельной лопатки; φ — коэффициент, учитывающий влияние связей (бандажа или проволок).

Для первых трех форм (A_0, B_0, A_1) колебаний пакета с бандажом коэффициент φ может быть определен по кривым рис. 7.10. Здесь по оси абсцисс отложен коэффициент жесткости бандажа $k_б$:

$$k_б = \frac{12(m-1)H_б J_б l\cos^2\beta}{mJt_б}, \quad (7.24)$$

где m — число лопаток в пакете; $J_б$ — минимальный момент инерции сечения бандажа; $t_б$ — шаг бандажа; $H_б$ — коэффициент, учитывающий жесткость крепления бандажа к вершине лопатки. Значения коэффициента $H_б$ в основном зависят от способа соединения бандажа с лопаткой: для бандажа, приклепанного к лопатке, $H_б \approx 0{,}1 \div 0{,}3$; для бандажа, приклепанного и затем пропаянного, $H_б \approx 0{,}6 \div 1{,}0$.

Кривые на рис. 7.10 для тонов A_0 и A_1 построены для различных значений отношения массы шага бандажа к массе профильной части лопатки:

$$\nu_б = \frac{m_б}{m_л}. \quad (7.25)$$

На рис. 7.10 видно, что изгибная жесткость бандажа увеличивает частоту собственных колебаний пакета, а масса бандажа, напротив, ее снижает. Так как при колебаниях типа B_0

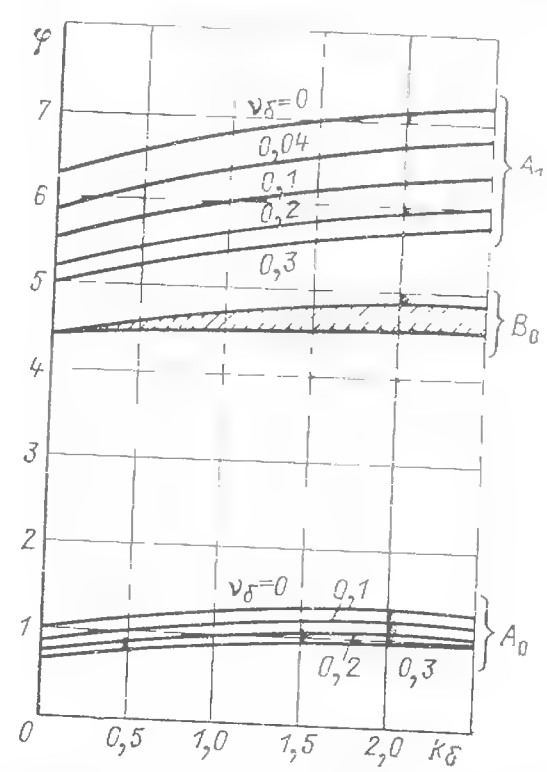


Рис. 7.10. Влияние жесткости и массы бандажа на частоты собственных колебаний пакета лопаток

вершины лопаток неподвижны или совершают малые перемещения, то влияние массы бандажа на частоты этих колебаний пренебрежимо мало.

При $k_б=0$ и $\nu_б=0$ значения коэффициента φ для колебаний A_0 и A_1 равны соответственно 1,0 и 6,27, что отвечает частотам собственных колебаний первых двух тонов отдельной жестко закрепленной лопатки, а для колебаний типа B_0 коэффициент $\varphi=4{,}39$, что соответствует частоте первого тона отдельной лопатки с шарнирно опертой вершиной.

Влияние вращения на собственные частоты пакета учитывается, так же как и для отдельной лопатки, зависимостью (7.20). Коэффициент $\bar{B}$ в ней может быть подсчитан по полуэмпирической формуле

$$\bar{B}=\frac{1}{2}\left(\frac{d_{ср}}{l}-1\right)\frac{\frac{1}{2}+\nu_б}{\frac{1}{3}+\nu_б}+\sin^2\beta. \quad (7.26)$$

Проволочные связи, расположенные в промежуточных сечениях по высоте, слабо влияют на собственные частоты синфазных колебаний типа A. Несравненно больше их влияние на внутрипакетные колебания типа B; в некоторых случаях проволочная связь может вообще ликвидировать внутрипакетные колебания.

Возмущающие силы в ступени турбины

Природа возникновения возмущающих сил, вызывающих колебания лопаток, связана с неравномерностью потока пара по окружности диафрагмы. Важнейшей и практически неустранимой причиной этой неравномерности является технологическая неоднородность сопловой решетки, вызванная неизбежными отклонениями геометрических характеристик решетки (шага, высоты, горла, толщины кромки) от средних значений, заданных на чертеже. Величина и распределение по окружности технологической неоднородности носят случайный характер, и существенно уменьшить амплитуды порождаемых ею возмущающих сил можно лишь назначением достаточно жестких допусков на отклонение размеров.

Источником значительной неоднородности парового потока может стать нарушение формы сопловых каналов в месте горизонтального разъема диафрагмы. В некоторых старых конструкциях диафрагм с прямым стыком сопловые профили на разъеме оказывались разрезанными (рис. 7.11,*а*). Несовпадение частей этих профилей приводило к уступам и изменению формы сопловых каналов, что в свою очередь вызывало нарушение структуры потока и возникновение возмущающих импульсов, действующих на рабочие лопатки, проходящие мимо стыков. Амплитуда этих импульсов существенно возрастала при обрыве части сопловой лопатки (AB на рис. 7.11,*а*). В настоящее время диафрагмы обычно выполняются с косым разъемом (рис. 7.11,*б*), при котором сопловые лопатки на стыке не разрезаются.

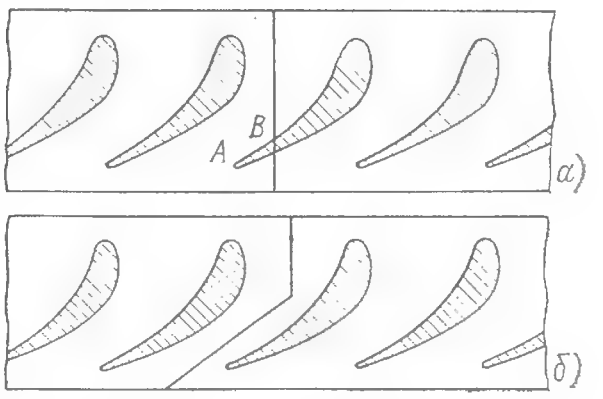


Рис. 7.11. Горизонтальный разъем двух половин диафрагмы:
а — с прямым стыком; *б* — с косым стыком

В особо тяжелых условиях работают лопатки регулирующих ступеней при парциальном подводе пара. За период одного оборота лопатки испытывают резко меняющиеся нагрузки с максимально возможной амплитудой, близкой к полному (среднему) аэродинамическому усилию.

Источником неравномерности потока являются также любые конструктивные элементы, загромождающие проходные сечения, например стойки диафрагм, ребра патрубков и т. п. Отвод пара в местах регенеративных и других отборов пара из проточной части турбины приводит к неравномерному полю давлений по окружности и переменным усилиям, действующим на рабочие лопатки. Поэтому большое внимание уделяется отработке конструкций входных и выходных патрубков, профилированию каналов отбора и по возможности увеличению объемов камер отбора для уменьшения создаваемой ими окружной неравномерности.

Периодическая неравномерность потока пара создается решеткой сопловых лопаток и образующимися за ними кромочными следами. Поля скоростей, статических давлений и углов потока за сопловой решеткой оказываются существенно неравномерными. Рабочие лопатки при движении в таком неравномерном потоке будут испытывать переменные во времени нагрузки, зависящие от ширины кромочного следа и поля скоростей в них (рис. 7.12).

Для оценки вибрационной надежности лопаток необходимо знать частоты и, по крайней мере, оценить амплитуды возмущающих сил.

Рабочие лопатки, вращаясь за сопловой решеткой, испытывают усилия, изменяющиеся во времени τ по периодическому закону, так как

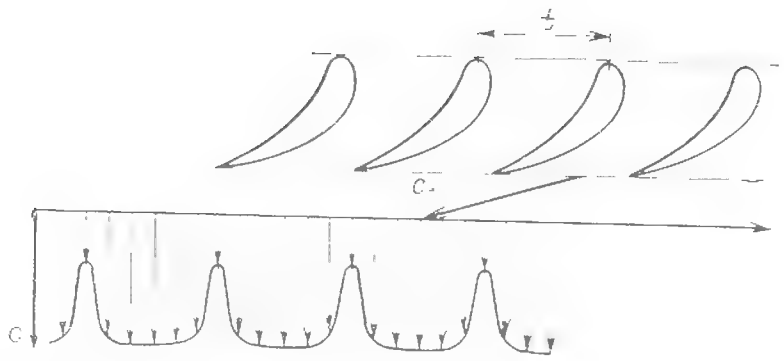


Рис. 7.12. Поле скоростей потока за сопловой решеткой

при каждом обороте ротора характер изменения усилия повторяется. Положение вращающейся лопатки в каждый момент времени можно определить угловой координатой $\omega\tau$, отсчитываемой от произвольно выбранного фиксированного радиуса. Неравномерные по окружности поля скоростей, давлений и углов потока, а значит, и аэродинамических усилий могут быть представлены тригонометрическими рядами Фурье, например для погонной нагрузки

$$q(\tau) = q_u + \sum_{k=1}^{\infty} q_k \sin(k\omega\tau + \alpha_k) = q_u + \sum_{k=1}^{\infty} q_k \sin(2\pi k n\tau + \alpha_k). \quad (7.27)$$

Первый член ряда (7.27) представляет собой среднюю, не зависящую от времени составляющую аэродинамической нагрузки, действующей на рабочую лопатку. Нагрузка q_u вызывает только статический изгиб рабочей лопатки и может быть определена из теплового расчета ступени (см. § 7.2).

Остальные члены образуют бесконечную совокупность гармонических возмущающих сил с частотами, кратными частоте вращения n и равными $f = kn$. Для определения амплитуд q_k этих сил необходимо знать закон изменения усилия $q(\tau)$ вдоль окружности сопловой решетки. Однако этот закон неизвестен, поскольку, как отмечалось, усилия $q(\tau)$ в значительной степени зависят от технологической неоднородности сопловой решетки, которая может существенно различаться даже при изготовлении и сборке лопаточного аппарата серии турбин по одним и тем же чертежам. При отсутствии особых конструктивных источников неравномерности потока и хорошем качестве изготовления диафрагм величины q_k примерно пропорциональны допускам на технологические отклонения размеров сопловых решеток и, как правило, существенно снижаются по мере роста номера гармоники k. Есть также основания считать, что величины q_k пропорциональны основной аэродинамической нагрузке, т. е.

$$q_k = \varkappa_k q_u, \quad (7.28)$$

где $\varkappa_k = 0{,}05 \div 0{,}1$ для $k = 2 \div 4$ и $\varkappa_k = 0{,}02 \div 0{,}06$ для $k = 5 \div 6$.

Значительно более высокие частоты имеют возмущающие силы, обусловленные кромочными следами сопловых лопаток (рис. 7.12). За время одного оборота каждая рабочая лопатка пересечет z_c кромочных следов и, следовательно, частота возмущающих импульсов составит nz_c. В парциальной ступени эта частота равна nz_c/e, где e — степень парциальности. При разложении неравномерного усилия, обусловленного кромками, в ряд Фурье получим спектр возмущающих сил с частотами, кратными nz_c, т. е. $f = knz_c$, где k — номер (кратность) гармоники возмущающего усилия. Практическое значение имеет кратность $k = 1$, в редких случаях $k = 2$ и 3.

Динамические напряжения в лопатках при резонансе

Резонансные колебания возникают, если частота какой-либо из гармоник нагрузки совпадает с одной из собственных частот лопатки. Линия ее динамического прогиба при этом совпадает с соответствующей главной формой колебаний.

Амплитуда максимальных динамических напряжений при резонансе при изгибных колебаниях лопатки постоянного сечения, возбуждаемых равномерно распределенной по высоте нагрузкой интенсивности q_k, равна [18]:

$$\sigma_k = \frac{\pi q_k l^2}{\eta W} C_k, \quad (7.29)$$

где η — логарифмический декремент колебаний; W — момент сопротивления сечения лопатки; C_k — безразмерный коэффициент, зависящий только от тона колебаний и условий закрепления лопатки.

Для первых трех тонов колебаний лопатки со свободной и шарнирно опертой вершинами значения C_k приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3. **Характеристики различных форм колебаний лопатки**

Вершина лопатки свободна				Вершина лопатки оперта			
Тон колебаний	C_k	$f_k^{отн}$	$\sigma_k^{отн}$	Тон колебаний	C_k	$f_k^{отн}$	$\sigma_k^{отн}$
A_0	0,4440	1	1	B_0	0,1120	4,39	0,2520
A_1	0,0395	6,27	0,0890	B_1	0,0033	14,2	0,0075
A_2	0,0082	17,55	0,0186	B_2	0,0064	29,7	0,0144

Приняв $q_k = \varkappa_k q_u$, получим

$$\sigma_д = \varkappa_k \frac{\pi q_u l^2}{\eta W} C_k. \qquad (7.30)$$

Статические напряжения изгиба в корневом сечении лопатки без бандажа от действия аэродинамической нагрузки q_u составляют:

$$\sigma_с = q_u l^2 / 2W,$$

и формулу (7.30) можно записать в окончательном виде

$$\sigma_д = \varkappa_k \frac{2\pi}{\eta} C_k \sigma_с. \qquad (7.31)$$

Из соотношения (7.31) следует, что амплитуда динамических напряжений в рабочей лопатке при резонансе прямо пропорциональна статическим напряжениям изгиба, обратно пропорциональна логарифмическому декременту колебаний, и зависит от тона колебаний (табл. 7.3).

Сравним динамические напряжения в лопатке при резонансе при возбуждении периодической нагрузкой одинаковой интенсивности различных форм колебаний. Приняв $\varkappa_k = \varkappa = \text{const}$, найдем

$$\sigma_k^{отн} = \sigma_д^k / \sigma_д^{(1)} = C_k / C_1. \qquad (7.32)$$

В табл. 7.3 приведены относительные величины собственных частот $f_k^{отн} = f_k / f_1$ и динамических напряжений $\sigma_k^{отн}$, причем за единичные приняты соответствующие значения для первого тона колебаний консольной лопатки. Как следует из таблицы, динамические напряжения существенно меньше для высших собственных форм. Одной из причин этого является то, что при высших собственных формах равномерно распределенная по длине лопатки возмущающая нагрузка на одних участках поддерживает колебания, а на других тормозит их.

Пример 7.1. Оценим величину динамических напряжений в условиях резонанса при первом тоне колебаний в лопатке постоянного сечения.

Пусть напряжения статического изгиба в корневом сечении лопатки составляют $\sigma_с = 25$ МПа. Примем $\varkappa = 0{,}05$ и $\eta = 0{,}01$ (для лопаточной стали 12Х13). Подставляя эти значения в (7.31), получаем

$$\sigma_д = 0{,}05 \frac{2\pi}{0{,}01} 0{,}444 \cdot 25 \approx 350 \text{ МПа}.$$

Напряжения достигают уровня, опасного для усталостной прочности лопатки.

Как отмечалось, в наиболее тяжелых условиях работают лопатки регулирующих ступеней с парциальным подводом пара, так как в них амплитуда возмущающей нагрузки практически равна основной паровой нагрузке q_u. Кроме того, короткие лопатки регулирующей ступени имеют высокую частоту собственных колебаний, они очень чувствительны к изменению условий закрепления и поэтому имеют значительный разброс частот, что делает отстройку этих лопаток от резонанса невозможной.

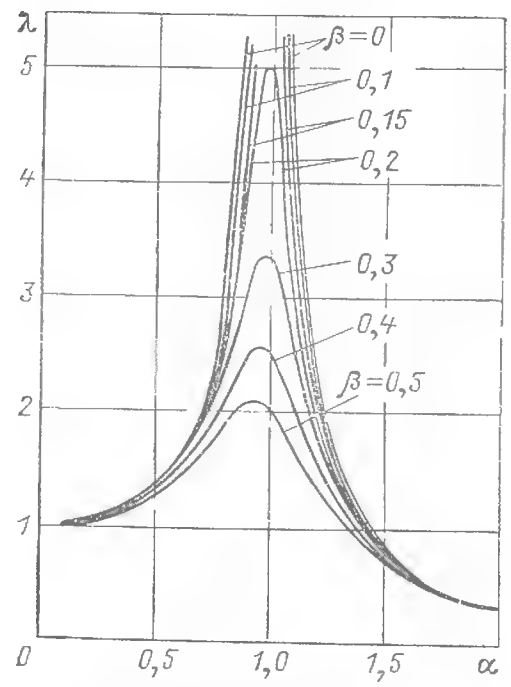


Рис. 7.13. Зависимость коэффициента динамичности от отношения частоты возмущающей силы к собственной частоте и декремента колебаний

Динамические напряжения в рабочих лопатках парциальной ступени в условиях резонанса при первом тоне колебаний могут быть определены по формуле [18]

$$\sigma_д = \left(1 + \frac{2}{k\eta}\right) \sigma_с. \qquad (7.33)$$

Даже при высоких кратностях k динамические напряжения в них могут быть значительными. Например, при $f = 1000$ Гц, $n = 50$ 1/с, т. е. $k = 20$ и $\eta = 0{,}01$,

$$\sigma_д = \left(1 + \frac{2}{20 \cdot 0{,}01}\right) \sigma_с = 11 \sigma_с.$$

Как следует из формул (7.31) и (7.33), напряжения в лопатках при резонансе обратно пропорциональны логарифмическому декременту колебаний. Это связано с характером зависимости амплитуды колебаний лопатки от отношения α частоты возмущающей силы к собственной частоте и декремента колебаний η. Эта зависимость представлена на рис. 7.13, где по оси ординат отложен так называемый коэффициент динамичности

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{(1 - \alpha^2)^2 + \alpha^2 \beta^2}}, \qquad (7.34)$$

а в качестве параметра кривых выбрана величина $\beta = \eta / \pi$, пропорциональная декременту колебаний и характеризующая демпфирование.

Коэффициент динамичности λ показывает, во сколько раз динамический прогиб лопатки, вызываемый периодической силой, больше прогиба, создаваемого при статическом прило-

жении силы, равной амплитуде периодической силы. В условиях резонанса $\alpha=1$ и $\lambda=1/\beta=\pi/\eta$, т. е. при резонансе амплитуда, а значит, и динамические напряжения обратно пропорциональны декременту колебаний.

Декремент колебаний лопаток турбин в основном определяется рассеянием энергии в материале лопаток и конструкционным демпфированием в хвостовых соединениях и в местах соединения лопаток со связями. Особенно велико конструкционное демпфирование в упругофрикционных связях, соединяющих на круг все лопатки.

Для динамической прочности рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин наиболее опасными являются режимы работы с малыми расходами пара, особенно при ухудшенном вакууме.

Существенное уменьшение объемного расхода пара по сравнению с расчетным приводит к пространственной перестройке потока и изменению его окружной неравномерности в ступени и за ней (см. § 5.1), при этом могут стать опасными гармоники возбуждающих сил, несущественные при полной нагрузке.

При значительном уменьшении расхода пара в последних ступенях большой веерности возникает отрыв потока с резким возрастанием амплитуд возбуждающих сил широкополосного спектра, вызывающих колебания лопаток по ряду главных форм.

Пакетный множитель

Существенное снижение уровня динамических напряжений в лопатках при резонансе достигается соединением их в пакеты бандажом или проволочными связями.

Допустим, что пакет лопаток совершает синфазные резонансные колебания типа A под действием k-й гармоники возмущающей нагрузки, изменяющейся вдоль окружности диафрагмы по закону

$$q_к = q_{ок} \sin k\varphi = q_{ок} \sin k\omega\tau. \qquad (7.35)$$

Равнодействующая Q этой нагрузки на пакет из m лопаток составит:

$$Q = \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \frac{2\pi}{z_л} m} q_{ок} \sin k\varphi \pi d_{ср} d\varphi, \qquad (7.36)$$

где $z_л$ — число рабочих лопаток на колесе.

Через бандаж или проволочные связи нагрузка, действующая на любую лопатку пакета, распределится на все остальные лопатки. Поэтому каждая лопатка пакета воспримет некоторую среднюю нагрузку

$$Q_{ср} = \frac{Q}{m} = q_{ок}\pi d_{ср} \frac{1}{mk} \left[\cos k\varphi_0 - \cos k\left(\varphi_0 + \frac{2\pi}{z_л} m\right)\right] =$$

$$= 2q_{ок}\pi d_{ср} \frac{1}{mk} \sin k\left(\varphi_0 + \frac{\pi}{z_л} m\right) \sin \frac{k\pi m}{z_л} =$$

$$= Q_{0ср} \sin k\left(\omega\tau + \frac{\pi}{z_л} m\right)$$

с амплитудой

$$Q_{0ср} = 2q_0 \pi d_{ср} \frac{1}{mk} \sin \frac{k\pi m}{z_л}. \qquad (7.37)$$

Полагая в (7.37) $m=1$, находим амплитуду возмущающей нагрузки, действующей на изолированную лопатку:

$$Q_0 = 2q_{ок}\pi d_{ср} \frac{1}{k} \sin \frac{k\pi}{z_л}. \qquad (7.38)$$

Отношение амплитуд

$$\chi = \frac{Q_{0ср}}{Q_0} = \left| \frac{\sin \frac{k\pi m}{z_л}}{m \sin \frac{k\pi}{z_л}} \right| \qquad (7.39)$$

называется **пакетным множителем**.

Пакетный множитель показывает, как при соединении лопаток в пакет уменьшается возмущающая сила, действующая на лопатку, а значит, уменьшаются и динамические напряжения при резонансных синфазных колебаниях:

$$\sigma_д^{(п)} = \chi \sigma_д^{(л)}. \qquad (7.40)$$

Здесь $\sigma_д^{(п)}$ — динамические напряжения в пакете лопаток, а $\sigma_д^{(л)}$ — динамические напряжения в единичной лопатке, определяемые по формулам (7.31) или (7.33).

На рис. 7.14 показана зависимость χ от кратности резонанса k и числа лопаток в пакете m при $z_л=128$. При малых k уменьшения χ можно достичь, увеличив число лопаток в пакете m. Если $km/z_л$ равно целому числу, пакетный множитель обращается в нуль. При этом на дуге, занятой одним пакетом, укладывается целое число волн возмущающей нагрузки, равнодействующая ее равна нулю, что и дает $\chi=0$

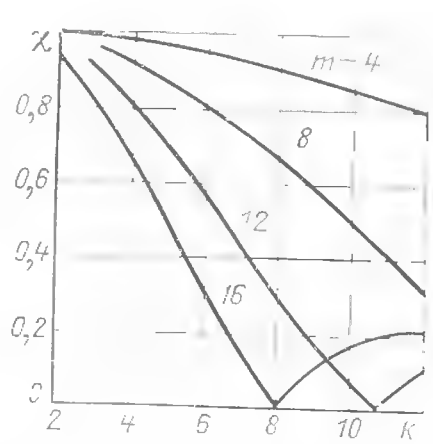


Рис. 7.14. Зависимость пакетного множителя от кратности колебаний и числа лопаток в пакете

Для уменьшения динамических напряжений особенно эффективно соединение всех рабочих лопаток ступени в единый, замкнутый на круг «пакет». В этом случае $m=z_л$ и пакетный множитель

$$\chi=\left|\frac{\sin k\pi}{z_л \sin\frac{\pi k}{z_л}}\right| \qquad (7.41)$$

обращается в нуль при всех низкочастотных колебаниях, когда $k \ll z_л$.

При колебаниях лопаток, вызываемых импульсами от кромок сопл, когда $k=z_с$, выражение для пакетного множителя приобретает вид

$$\chi=\left|\frac{\sin\frac{\pi z_с m}{z_л}}{m\sin\pi\frac{z_с}{z_л}}\right|. \qquad (7.42)$$

И в этом случае подбором чисел $z_с$, $z_л$ и m можно получить $\chi=0$.

Обеспечение вибрационной надежности лопаток

Усталостные повреждения лопаток существенно снижают надежность турбоагрегата, а в ряде случаев влекут за собой тяжелые последствия вплоть до полного разрушения турбины. Поэтому обеспечение вибрационной надежности облопачивания является важнейшей задачей при проектировании, изготовлении и эксплуатации турбины.

Постоянство рабочей частоты вращения стационарных паровых турбин делает основным методом обеспечения вибрационной надежности облопачивания его вибрационную настройку, исключающую резонанс.

Рассмотрим резонанс лопатки или пакета лопаток под воздействием возмущающих сил с частотами kn. Резонанс наступит при выполнении условия

$$f_д = kn_{рез}. \qquad (7.43)$$

Динамическая частота $f_д$ связана с частотой вращения n зависимостью (7.20):

$$f_д=\sqrt{f_с^2+\overline{B}n^2}.$$

Подставив это соотношение в (7.43), получим

$$\sqrt{f_с^2+\overline{B}n_{рез}^2}=kn_{рез}, \qquad (7.44)$$

откуда

$$n_{рез}=f_с\Big/\sqrt{k^2-\overline{B}}\,. \qquad (7.45)$$

Для заданной статической частоты $f_с$ формула (7.45) определяет ряд резонансных частот вращения в зависимости от кратности k. Поскольку коэффициент $\overline{B}$ всегда больше единицы, то из (7.45) следует, что резонансная частота вращения при $k=1$ отсутствует, т. е. *для рабочих лопаток резонанс первой кратности невозможен.*

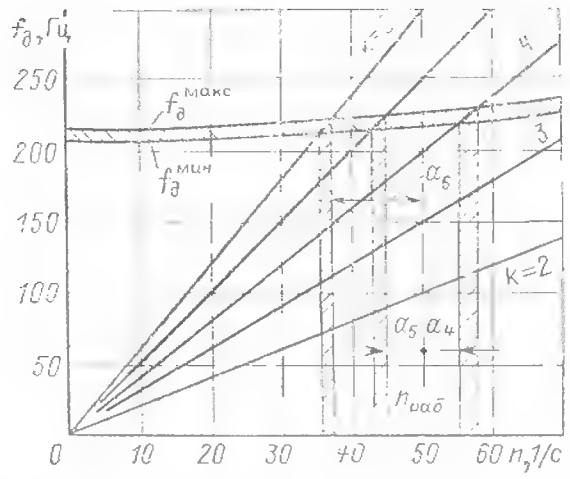


Рис. 7.15. Вибрационная диаграмма для пакета низкочастотных лопаток:

a_4, a_5, a_6 — разности между рабочей и резонансными (соответственно кратностям 4, 5 и 6) частотами

Для надежной работы лопаточного аппарата необходимо обеспечить достаточные запасы между рабочей и резонансными частотами вращения. В этом и состоит вибрационная настройка облопачивания, наглядное представление о которой даст вибрационная диаграмма (рис. 7.15), которая строится для низкочастотных лопаток.

На диаграмме изображена зависимость динамической частоты $f_д$ от частоты вращения n [левая часть равенства (7.44)]. Верхняя и нижняя кривые соответствуют наивысшей $f_д^{макс}$ и наинизшей $f_д^{мин}$ частотам лопаток (пакетов) из всех закрепленных на колесе. Полоса частот между кривыми характеризует разброс, обусловленный невозможностью изготовить и набрать на колесе все лопатки или пакеты строго одинаковыми по частотным характеристикам. По действующим нормам разброс частот комплекта лопаток может достигать $\pm 4\%$. Лучи, выходящие из начала координат диаграммы, представляют зависимости частоты возмущающей силы от частоты вращения при разных значениях кратности k [правая часть равенства (7.44)]. Абсциссы точек пересечения лучей с кривыми предельных динамических частот ограничивают интервалы резонансных частот вращения для облопачивания данной ступени.

Как следует из диаграммы рис. 7.15, не только при резонансе, но и вблизи него амплитуды колебаний, а значит, и динамические напряжения достаточно велики. Поэтому для обеспечения надежной работы лопаточного аппарата необходим запас между рабочей $n_{раб}$ и резонансными $n_{рез}$ частотами вращения. Действующие нормы, основанные на опыте эксплуатации турбин, устанавливают следующие

запасы $\left|\frac{n_{раб}-n_{рез}}{n_{раб}}\right|$, %, в зависимости от кратности k:

Кратность резонанса . . .	2	3	4	5	6
Нормативный запас, % . .	±10	±7	±6	±5	±4

Нормы не требуют отстройки от низкочастотных возмущающих сил лопаток с динамическими частотами, превышающими 300 Гц при $n_{раб}=50$ 1/с и 150 Гц при $n_{раб}=25$ 1/с, для которых возможны резонансные колебания с кратностью выше $k=6$. Снижение запаса с ростом кратности k связано с соответствующим уменьшением амплитуд q_k гармоник возмущающих сил. При высоком качестве изготовления диафрагм эти амплитуды при $k>6$ обычно настолько малы, что можно допустить работу лопаток в условиях резонанса.

На вибрационной диаграмме рис. 7.15 показаны зоны резонансных частот вращения. Рабочая частота вращения должна лежать вне этих зон. Вибрационная отстройка проводится изменением профиля лопатки, а также выбором формы, количества и расположения связей.

Для длинных лопаток последних ступеней ЦНД опасность резонанса может возникнуть при колебаниях не только первого, но и более высоких тонов. Несмотря на то что динамические напряжения в лопатках при этих формах колебаний и одинаковых амплитудах возмущающих сил меньше, чем при первом тоне колебаний, запасы при вибрационной настройке выбираются теми же.

Возмущающие силы от кромочных следов с частотами knz_c могут вызвать резонансные колебания высокочастотных коротких лопаток, а также длинных лопаток по высшим формам колебаний. Из всех гармоник кромочных возмущающих сил опасной является только первая с частотой nz_c. Интенсивность остальных гармоник достаточно мала. Обычно отстройке подлежат первые два тона тангенциальных колебаний (типов A_0 и A_1) и первый тон внутрипакетных колебаний (типа B_0).

При колебаниях типа A_0 динамическая частота $f_д$ не должна попасть в опасную зону

$$0{,}85 < \frac{nz_c}{f_д} < 1{,}15, \qquad (7.46)$$

причем здесь можно принимать $f_д \cong f_c$, так как влияние центробежных сил при высоких частотах колебаний пренебрежимо мало.

Как следует из рис. 7.10, частоты колебаний типов B_0 и A_1 лежат в диапазоне от $4{,}39f_л$ до $7{,}2f_л$, где $f_л$ — частота первого тона консольно закрепленной единичной лопатки с учетом податливости закрепления [см. формулу (7.19)].

Обычно эти пределы несколько расширяют и опасной зоной считают

$$4 < \frac{nz_c}{f_д} < 8. \qquad (7.47)$$

При попадании в интервалы (7.46) и (7.47) вибрационная отстройка осуществляется изменением хорды профиля лопаток или числа сопл z_c.

Важное значение для надежной работы лопаточного аппарата турбины имеют условия ее эксплуатации. Отклонения от нормальных режимов эксплуатации могут привести к усталостным повреждениям рабочих лопаток.

При вибрационной настройке облопачивания принимаются во внимание возможные отклонения частоты сети от номинального значения в пределах от —2 до +1%. Но при дефиците мощности в энергосистеме частота сети иногда снижается в большей степени. Это может привести к недопустимому сокращению запасов между рабочей и резонансными частотами вращения и возникновению резонанса. Если такие отклонения в режимах будут повторяться, то периодическая, даже кратковременная работа облопачивания некоторых ступеней, чаще всего последних, в условиях, близких к резонансу, может в конце концов привести к усталостному разрушению лопаток.

Неравномерный прогрев корпуса и ротора турбины при пуске может привести к выборке зазоров в проточной части, к радиальным задеваниям и к срыву бандажей. Частотные характеристики облопачивания при этом меняются настолько существенно, что через некоторое время могут произойти усталостные поломки лопаток.

Для рабочих лопаток последних ступеней турбины опасной может оказаться длительная работа при малых нагрузках и холостом ходе, при существенно повышенном давлении в конденсаторе из-за появления срывных колебаний, отстройка от которых невозможна.

7.4. ЭРОЗИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИН И СПОСОБЫ ЕЕ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ

Элементы турбин, работающие на влажном паре, подвергаются непрерывному воздействию капель или струй жидкости, вследствие которого возможен износ (эрозия) поверхностей лопаток, дисков, диафрагм, обойм, корпусов, лабиринтовых уплотнений, клапанов, патрубков и других деталей.

Эрозия входных кромок рабочих лопаток

Наиболее характерными видами эрозии рабочих лопаток являются ударная эрозия под механическим воздействием капель, кавитационная эрозия, эрозия, вызываемая химическим и электрохимическим воздействием среды.

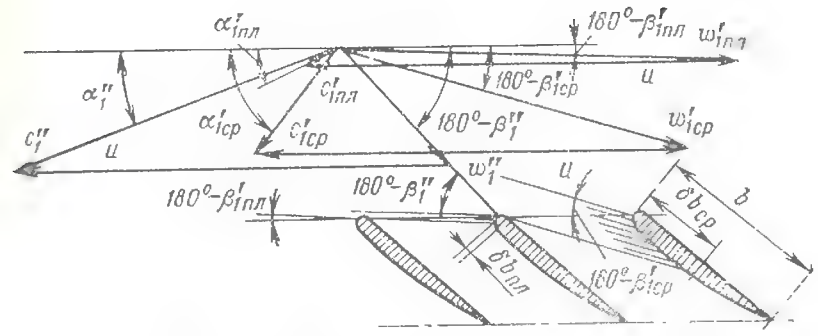


Рис. 7.16. Треугольники скоростей пара и крупных капель влаги в периферийной зоне лопаток ступени

В реальных условиях работы большинства элементов турбин, подвергающихся эрозии, все названные виды эрозии действуют одновременно и взаимосвязаны.

Как показал опыт эксплуатации турбин, в том числе турбин АЭС, самому значительному эрозионному износу подвергаются периферийные зоны входных кромок рабочих лопаток, главным образом последних ступеней ЦНД, где велики влажность пара и дисперсность влаги и наивысшие окружные скорости.

На рис. 7.16 показаны профили рабочих решеток в периферийной зоне и треугольники скоростей пара и крупных капель. Пар входит в каналы рабочих решеток с относительной скоростью w''_1, а капли влаги, образовавшиеся при сходе жидкой пленки с сопловых лопаток, с поверхностей внутреннего периферийного обвода диафрагмы попадают на рабочие лопатки с существенно большей скоростью $w'_{1пл}$, близкой по величине к окружной скорости u в этом сечении. Эти капли попадают на поверхность рабочих лопаток, на спинку профиля в зоне входных кромок, обозначенную на рис. 7.16 через $\delta b_{пл}$. Капли других, меньших размеров, например образовавшиеся в результате отражения и срыва с поверхностей сопловых лопаток, имеют иные абсолютные скорости $c'_{1ср}$ и

Рис. 7.17. Пример сильного эрозионного изъедания входного участка периферийной зоны рабочей лопатки последней ступени турбины

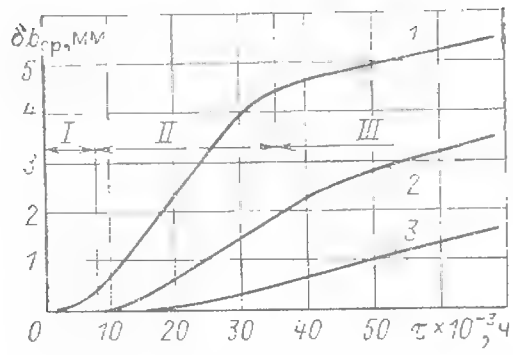


Рис. 7.18. Глубина эрозионного изъедания входных кромок лопаток в зависимости от времени:

1 — для последней ступени турбины; 2 — для предпоследней ступени; 3 — для третьей от выхода ступени

углы $\alpha'_{1ср}$ и соответственно другие значения скоростей $w'_{1ср}$ и углов входа $\beta_{1ср}$. Эрозионный износ охватывает размытую зону поверхности рабочих лопаток. Эта поверхность сначала становится шероховатой, затем появляются язвины, более крупные впадины, и, наконец, периферийная зона входного участка рабочих лопаток становится похожей на губку, лопатки теряют заметную часть своей массы (рис. 7.17).

Эрозионные повреждения резко ухудшают аэродинамические характеристики проточной части турбины, что, естественно, отражается на ее экономичности. При значительном эрозионном изъедании, захватывающем большую часть хорды, возможна поломка лопаток.

Износ поверхностей лопаток во времени весьма неравномерен. На рис. 7.18 представлены кривые, характеризующие эрозию входных кромок лопаток в наиболее изнашиваемых сечениях для трех последних ступеней одной из турбин. Количественной мерой износа выбрано уменьшение хорды профиля рабочей лопатки $\delta b_{ср}$, показанное на рис. 7.16.

Механизм удара капель о гладкую твердую поверхность, в данном случае о поверхность рабочей лопатки, определяется гидродинамическим характером воздействия частицы жидкости, непосредственно прилегающей к поверхности соударения. Схема соударения капли с твердой, недеформируемой плоской поверхностью представлена на рис. 7.19 (сплошные линии), при этом принято, что частица жидкости деформируется упруго.

В первый момент времени τ_1, когда капля соприкасается с поверхностью NN только в точке A_1, возникает ударная волна, распространяющаяся в капле со скоростью a'. Одновременно происходит расширение пятна (в плане) контакта капли в области точки A_1. Скорость c_B, с которой точки на окружности пятна контакта перемещаются по поверхности соударения от точки A_1, равна $c_B = w\frac{r_к}{r}$ (где w — скорость соударения капли; $r_к$ — радиус капли; r — текущий радиус).

В начальный период при малых значениях радиуса r скорость c_B превышает скорость распространения ударной волны a'. При этом частицы поверхности капли соприкасаются с плоскостью соударения NN быстрее, чем распространяется возмущение внутри капли.

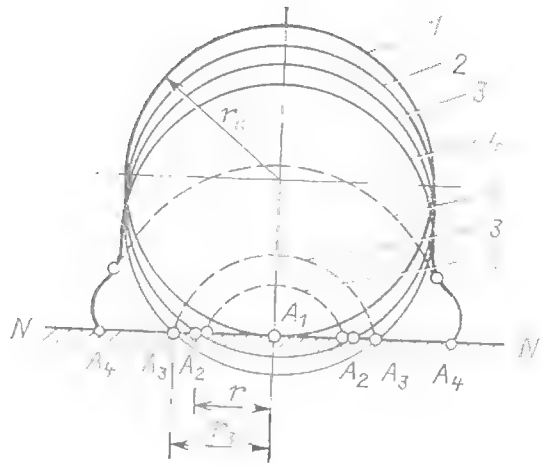


Рис. 7.19. Схема соударения капли с плоской твердой поверхностью NN:

——— — контуры капли; — — — — граница ударной волны. A_1; A_2A_2; A_3A_3; A_4A_4 — границы пятна контакта с поверхностью соударения в моменты времени соответственно τ_1, τ_2, τ_3 и τ_4; $r_к$ — радиус капли; r — текущий радиус пятна контакта, r_3 — максимальный радиус пятна контакта, отвечающий моменту τ_3 начала растекания

На рис. 7.19 такой момент времени τ_2 показан точками A_2 — границами пятна контакта. Ударная же волна, показанная штриховой линией *2*, не выходит за пределы этого пятна. И только лишь в момент времени τ_3, когда скорость $c_B=a'$, начинается растекание капли вдоль поверхности соударения. Границы пятна контакта в этот момент времени обозначены точками A_3, а ударная волна — штриховой линией *3*. Последующее растекание капли ($\tau_4>\tau_3$) показано точками A_4, а ударная волна — штриховой линией *4*. Максимальный радиус пятна контакта r_3, отвечающий моменту τ_3 начала растекания, определяется как

$$r_3 = r_к \frac{w}{a'},$$

а длительность интервала времени в период действия упругой деформации капли может быть рассчитана по формуле

$$\tau_3 - \tau_1 = \frac{w r_к}{2(a')^2}.$$

Время действия импульса ($\tau_3-\tau_1$) пропорционально скорости соударения и размеру капли и невелико: при типичных условиях удара капель о поверхность рабочих лопаток (в периферийной зоне) последних ступеней ЦНД при радиусе капли $r_к$, равной 100 мкм, время взаимодействия составляет $\tau=(1\div1{,}5)\cdot10^{-8}$ с.

Давление при ударе жидкости об абсолютно твердую поверхность выражается известной формулой гидроудара Жуковского [6]:

$$\Delta p = a' w / v', \qquad (7.48)$$

где $1/v'$ — плотность жидкости; a' — скорость распространения ударной волны в жидкости (в первом приближении может быть принята равной скорости распространения звука в жидкости); w — скорость соударения капли с поверхностью.

Таким образом, даже при сравнительно небольших скоростях соударения на поверхности металла возникают значительные кратковременные нагрузки. Так, при скорости соударения $w=300$ м/с импульсное давление Δp может достигать сотен мегапаскалей. Следует отметить, что импульсное давление Δp зависит от ряда дополнительных факторов; упругости металла, формы капли, поверхности металла и др.

При значительных скоростях соударения импульсное давление капли может превысить предел текучести металла и вызвать на поверхности остаточную деформацию. Однако экспериментально установлено, что и при меньших скоростях соударения наступает эрозионный износ, что объясняется усталостным разрушением поверхностных слоев под воздействием многократных ударов капель. В поверхностном слое под действием ударов капель происходит накопление повреждений, переходящих в усталостные трещины, которые служат концентраторами напряжений и приводят в дальнейшем к разрушению отдельных зон, повреждению металла лопаток.

Появление на поверхностях небольших углублений и неровностей (шероховатости) меняет характер воздействия капель и соответственно скорость эрозионного износа (участок *II* на рис. 7.18). Это объясняется тем, что скорость микроструй растекающейся капли в несколько раз больше скорости соударения. В этой связи на поверхности образуются вихревые зоны, большие перепады давлений на выступающих неровностях, кумулятивные, т. е. усиленные в определенном направлении, импульсные давления от сливающихся (взаимодействующих) струй. В этот период происходит наиболее значительное выкрашивание зерен металла; скорость эрозионного износа максимальна. В последующем скорость эрозионного износа уменьшается (участок *III* на рис. 7.18), что объясняется образованием в развившихся углублениях устойчивых водяных пленок, частично демпфирующих ударное воздействие падающих капель.

Как видно из рис. 7.18, характер износа во времени лопаток предпоследней ступени (кривая *2*) и третьей ступени от выхода (кривая *3*) в данном диапазоне времени эксплуатации существенно отличается от износа последней ступени (кривая *1*). Эта разница обусловлена отличием во влажности, дисперсности и скорости соударения. В быстроходных турбинах с длинными последними лопатками скорость $w'_{1пл}\approx u_п$ (см. рис. 7.16) часто превышает скорость звука.

Для оценки влияния различных факторов на эрозионный износ входных кромок лопаток и определения способов его уменьшения имеется много полуэмпирических зависимостей (см., например, [36]). Ниже приводится расчетная зависимость, позволяющая оценить влияние различных геометрических и физических параметров на эрозию рабочих лопаток. Хотя скорость уменьшения массы лопатки не остается неизменной во времени, введем среднюю относительную скорость эрозионного разрушения $\dot{m}$, равную уменьшению объема материала лопатки за единицу времени (секунду), отнесенную к исходному объему.

Используя гипотезу об усталостном разрушении металла в результате ударного воздействия капель и принимая квадратичную зависимость деформации от импульсного давления при ударе капель, запишем

$$\dot{m} = k(\Delta p)^2 n_у \qquad (7.49)$$

Здесь Δp — локальное возрастание давления при ударе одиночной капли согласно формуле (7.48), в которой скорость соударения капли с поверхностью лопатки принимается равной относительной скорости входа капель влаги в рабочую решетку w_1'; $n_у$ — частота соударений; k — постоянная, в основном зависящая от свойств металла лопаток или защитного слоя на их поверхности.

Опыт эксплуатации показал, что, как правило, наибольшая эрозия входных кромок рабочих лопаток наблюдается в периферийной зоне. Этой же зоне согласно рис. 7.16 отвечает наибольшая скорость соударения w_1'. Поэтому последующий вывод относится к периферийному сечению.

Относительную скорость капель влаги $w_{1п}'$ найдем из треугольника скоростей (рис. 7.16):

$$(w'_{1п})^2 = u_п^2 + \nu^2 c_1^2 - 2u_п \nu c_1 \cos\alpha_1' = u_п^2\left[1 + \frac{\nu^2\varphi^2(1-\rho_п)}{x_{фп}^2} - \frac{2\nu\varphi\cos\alpha_1'}{x_{фп}}\sqrt{1-\rho_п}\right], \qquad (7.50)$$

где индекс «п» относится к периферийному сечению; $x_{ф\,п}=u_п/c_ф$ — отношение скоростей; $c_1=c_1''$ — скорость пара; $\rho_п$ — степень реактивности у периферии ступени (см. § 3.4); φ — коэффициент скорости; коэффициент скольжения $\nu=\frac{c_1'}{c_1''}$ может быть подсчитан по эмпирической формуле [44]

$$\nu = 15\cdot 10^{-5} p_{1п} \frac{u_п}{x_{фп}} \sqrt{\frac{(\delta_a^п + 0{,}0.5)}{\sin\alpha_{1п}'}(1-\rho_п)}. \quad (7.51)$$

Здесь $\delta_a{}^п$ — осевой зазор между сопловыми и рабочими лопатками, м; p_1 — давление в зазоре, Па; u — окружная скорость, м/с.

Обычно при $x_{ф\,п}>1$ и сравнительно малых значениях $\nu<0{,}5$ вторым членом в соотношении (7.50) можно пренебречь. Тогда импульсное давление будет равно:

$$\Delta p = \frac{a' u_п}{v_п'} \sqrt{1-3\cdot 10^{-4} p_{1п} \frac{u_п \varphi}{x_{фп}^2}(1-\rho_п)(\delta_a^п+0{,}005)^{1/2} \times \cos\alpha_{1п}'(\sin\alpha_п')^{-1/2}} = \frac{a' u_п}{v_п} f(p_{1п},\ \delta_a^п \ldots). \quad (7.52)$$

Частота соударений $n_у$ равна отношению числа крупных капель, находящихся в потоке в единицу времени $\Delta G'\lambda v_1'/V_к$, 1/с, к числу капель, однократно выпавших на поверхность лопаток: $\Delta l \Delta b z_р/\pi r_к^2$. Здесь $\Delta G'=\Delta G y_1$ — расход жидкой фазы через периферийную зону сопловых (и рабочих) лопаток длиной Δl при горле (узком, выходном сечении) O_1 и числе сопловых лопаток $z_с$:

$$\Delta G' = O_1 \Delta l z_с \frac{c_1}{v_1} = O_1 \Delta l z_с \frac{u_п}{x_{фп}} \sqrt{\frac{1-\rho_п}{v_1}};$$

λ — доля крупнодисперсной влаги; $V_к=\frac{4\pi}{3}r^3{}_к$ — объем, занимаемый крупными каплями влаги со средним радиусом $r_к$; Δb — доля хорды профиля рабочей лопатки, на которую попадают крупные капли (см. рис. 7.16); $z_р$ — число рабочих лопаток.

Средний размер капель крупнодисперсной влаги определим по критическому числу Вебера We=15, где We принимается по формуле (2.40). Тогда после несложных преобразований находим

$$r_к = \frac{15\sigma v_1}{2c_1^3} = \frac{15\sigma v_{1п} x_{фп}^2}{2\varphi^2(1-\rho_п)u_п^2}, \quad (7.53)$$

где σ — поверхностное натяжение.

Частоту соударений получаем в следующем виде:

$$n_у = 0{,}1 \frac{O z_с y_1 \lambda \varphi^2 (1-\rho_п)^{3/2} v_{1п}'}{\Delta b z_р \sigma x_ф^3 v_{1п}^2} u_п^3. \quad (7.54)$$

Использование зависимостей (7.49), (7.52) и (7.54) позволяет дать оценку влияния различных физических, режимных и конструктивных параметров на эрозию периферийной зоны рабочих лопаток, наметить пути предотвращения этого вида эрозии.

Очевидно, что на эрозию значительное влияние оказывает окружная скорость рабочих лопаток. Величина u (для периферийной зоны — $u_п$) входит в числитель формул для определения импульсного давления Δp и числа соударений $n_у$. Из анализа треугольников скоростей (рис. 7.16) видно, что чем больше окружная скорость, тем меньше доля хорды профиля рабочей лопатки Δb, куда попадают крупные капли, т. е. тем больше поток крупных капель, попадающих на единицу поверхности соударения. Участок Δb зависит также от угла выхода α'_1 крупных капель из предшествующей сопловой решетки. Этот угол тем больше (и, следовательно, тем меньше Δb), чем крупнее капли, траектория движения которых отличается от траектории частиц пара, выходящих из сопл под углом $\alpha''_1<\alpha'_1$. В частности, велик угол α'_1 для пленок жидкости, сходящих с выходных кромок сопловых лопаток, для влаги, стекающей и срывающейся с периферийной поверхности каналов сопл, особенно при неплавном очертании периферийного меридионального обвода ступени, а также в зонах расположения проволочных связей рабочих лопаток предшествующих ступеней.

Определяющим параметром, влияющим на эрозию лопаток, является доля крупнодисперсной влаги λ, зависящая от перечисленных выше конструктивных факторов, от характеристик ступеней, предшествующих рассматриваемой, в значительной мере от того, какой по счету из ступеней, работающих влажным паром, является данная ступень [см. формулу (4.21)].

Сложной является зависимость эрозии лопаток от параметров пара. С одной стороны, от удельного объема пара v_1 перед рабочими лопатками зависит, согласно числу Вебера, средний размер крупных капель, с другой — согласно формуле (4.21) от давления существенно зависит λ, увеличиваясь при его уменьшении. И, наконец, от давления p_1 зависит коэффициент скольжения ν, а тем самым согласно формуле (7.52) и импульсное давление — источник эрозионного воздействия на лопатки. Учет всех факторов показывает, что практически заметной эрозии рабочих лопаток можно ожидать только в ступенях, работающих влажным паром при давлении $p<10\div 20$ кПа. Это относится только к последним ступеням ЦНД, что подтверждает опыт эксплуатации большого числа влажно-паровых турбин АЭС.

Влияние на эрозию остальных параметров несущественно, кроме, естественно, влажности y_1.

Предотвращение эрозии входных кромок рабочих лопаток

Опыт длительной работы многих турбин насыщенного пара не обнаружил опасных следов эрозии на рабочих лопатках ЦВД, хотя

при низком разделительном давлении диаграммная влажность в них доходит до 10—15%. Причины этого рассмотрены выше: относительно небольшая величина доли крупнодисперсной влаги λ, невысокие окружные скорости $u_п$. Кроме того, небольшая веерность ступеней ЦВД и сравнительно с ЦНД меньшая разница в плотностях жидкой и паровой фаз означают более или менее равномерное распределение крупных капель по высоте лопаток и, следовательно меньшую величину локальной λ.

Для предотвращения эрозии рабочих лопаток ЦНД или, по крайней мере, для уменьшения ее принимается ряд мер. Принято подразделять эти меры на активные и пассивные.

Активные меры состоят в следующем.

1. Уменьшение диаграммной влажности перед ступенью обеспечивается снижением давления и повышением температуры пара перед ЦНД, если на входе в ЦНД пар перегретый, или снижением влажности пара $y_0^{ЦНД}$, если пар влажный.

2. Снижение фактической средней влажности на входе в ступень обеспечивается системой периферийного удаления влаги в предшествующих ступенях и, главное, эффективным

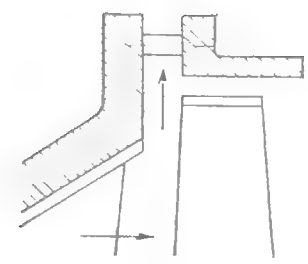


Рис. 7.21. Отсос влаги через щель, расположенную на периферии последней ступени перед рабочими лопатками

удалением влаги из камеры перед последней ступенью, которая обычно соединяется с линией первого (по ходу воды) подогревателя низкого давления. При малом теплоперепаде последней ступени удаляемая из этой камеры влага направляется в конденсатор.

3. Снижение содержания фактической, в первую очередь крупнодисперсной влаги в рассматриваемой ступени. Здесь используются разные способы внутриканальной сепарации влаги в сопловых лопатках.

На рис. 7.20, например, показана периферийная зона двух лопаток последней ступени ЦНД одной из турбин АЭС при одинаковых режимных и геометрических параметрах. В одном случае использовалась обычная конструкция диафрагмы (рис. 7.20,*а*), в другом влага отсасывалась через щели в выходных кромках сопловых лопаток (рис. 7.20,*б*). Зависимость уменьшения массы лопаток из-за эрозии для этих двух случаев показана на рис. 7.20,*в*.

На ряде быстроходных турбин с лопатками последних ступеней ЦНД, имевших покрывающий бандаж, при $u_п$=540 м/с и конечной (средней диаграммной) влажности $y_к$=7÷9 % наблюдалась эрозия входных кромок на небольшом по длине участке под бандажом. Эту эрозию удалось предотвратить организацией удаления влаги через щель на периферии, расположенную перед рабочими лопатками (пример одной из конструкций такого рода показан на рис. 7.21).

4. Уменьшение локальных зон повышенной доли крупной влаги λ. Для этого используются плавные очертания периферийного меридионального обвода проточной части, аэродинамически совершенные (т. е. обтекаемые без отрыва) профили турбинных решеток. Проволочные связи на лопатках не только снижают экономичность ступеней, но и являются источниками следа крупных капель. Поэтому желательно при проектировании турбины отказываться от проволочных связей в ступенях, работающих влажным паром и предшествующих рассматриваемой ступени. В ряде турбин существенно (до 100 мм и более) увеличивают осевой зазор $\delta_a^п$ в периферийной зоне между выходными кромками сопловых и входными кромками рабочих лопаток. Как видно из зависимости (7.52), при этом в связи с увеличением коэффициента скольжения ν уменьшается импульсное давление Δp. Такие методы уменьшения влажности, как обогрев сопловых лопаток и тем самым испарение влаги на их

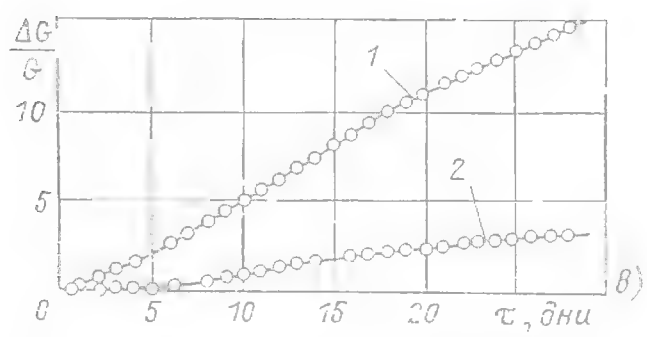


Рис. 7.20. Влияние внутриканальной сепарации влаги в сопловых лопатках на эрозию последующих рабочих лопаток:

а — периферийная часть последней лопатки турбины насыщенного пара после работы с обычной диафрагмой; *б* — то же после работы с диафрагмой с внутриканальной сепарацией влаги; *в* — уменьшение массы рабочей лопатки вследствие эрозии в зависимости от времени работы; *1* — для условия рис. 7.20,*а*; *2* — для условия рис. 7.20,*б*

поверхностях, вдув пара в пограничный слой для срыва и дробления пленок, применение гидрофобных присадок, образующих несмачиваемую поверхность в проточной части, и др. [36, 42, 43, 44], пока проходят проверку в лабораториях и опытно-промышленных установках.

5. Снижение окружной скорости на периферии последних лопаток $u_п$. Это снижение может быть достигнуто при уменьшении кольцевой площади выхода турбины, что, в свою очередь, или требует увеличения числа потоков, т. е. числа ЦНД, или ведет к повышению выходной потери и снижению КПД (см. § 4.2). Эффективным путем уменьшения периферийной окружной скорости является переход на пониженную частоту вращения. Опыт работы тихоходных турбин насыщенного пара, в том числе турбин ХТЗ, с конечной (за ЦНД) средней диаграммной влажностью до 14—16% при окружной скорости $u_п$=440 м/с не обнаружил опасной эрозии входных кромок последних лопаток.

Пассивные меры состоят в следующем.

1. Применение для рабочих лопаток эрозионно устойчивых материалов. Для последних лопаток ЦНД мощных паровых турбин, где высоки требования к статической и динамической прочности, к технологии изготовления, используются высоколегированные стали. В ряде случаев, особенно при значительных окружных скоростях $u_п$, в быстроходных турбинах, этот материал не обеспечивает гарантированной защиты от эрозии. ЛМЗ имеет опыт изготовления лопаток из титанового сплава длиной до 960 мм при $u_п$=540 м/с, проработавших несколько десятков тысяч часов; титановые лопатки длиной 1200 мм работают в турбине К-1200-240 ЛМЗ при n=50 1/с и $u_п$=658 м/с. Титановые сплавы имеют по сравнению со сталью, применяемой для изготовления последних лопаток, несколько лучшие противоэрозионные характеристики.

2. Установка на периферийном входном участке спинки профиля рабочих лопаток накладок из высокоустойчивого против эрозии материала — стеллита. Широко используемый в турбинах ЛМЗ и ТМЗ стеллит является сплавом из 62% кобальта, 25% хрома, 7% вольфрама. В связи с тем что стеллит и основной материал лопаток имеют существенно разные коэффициенты теплового расширения, стеллитовые накладки выполняются не сплошными, а разделенными на несколько участков. Большие сложности представляет соединение стеллитовых накладок с лопаткой, поскольку значительные центробежные силы могут привести к отрыву накладок. Стеллит — дорогой и дефицитный сплав. В связи с наличием в нем кобальта (см. § 7.5) его нельзя использовать в турбинах АЭС с одноконтурными схемами.

3. Специальная обработка той части поверхности лопаток, где можно ожидать эрозионного воздействия влаги. Входные кромки лопаток в турбинах ХТЗ для АЭС с двухконтурными схемами упрочняются электроискровым методом, при котором на поверхность лопатки наплавляется износоустойчивый твердый сплав Ti5K6, состоящий из карбидов вольфрама, титана и кобальта. Содержание в этом сплаве кобальта (6%) исключает применение его в АЭС с одноконтурными схемами. Лопатки этих турбин на ХТЗ упрочняются методом поверхностной закалки токами высокой частоты.

Эрозия выходных кромок последних лопаток ЦНД

В ряде турбин наблюдается эрозия выходных кромок последних лопаток конденсационных турбин. Эта эрозия охватывает нижнюю или даже среднюю по высоте часть лопаток. Несмотря на то что эрозия связана с режимами работы при малых расходах пара или при повышенном конечном давлении $p_к$, т. е. с малыми объемными пропусками пара $G_к v_к$ (режим, относительно редкий в турбинах АЭС), она опасна, так как может привести к отрыву почти всей лопатки. Этот вид эрозии связан с отрывными режимами в рабочих лопатках при малых $G_к v_к$ (см. рис. 5.6,*б*), когда вместе с вихрями, образующимися в корневой зоне лопаток, из выходного патрубка и заднего концевого уплотнения на выходные кромки попадает влага. При длительных режимах работы турбины с высоким конечным давлением, когда может недопустимо возрасти температура пара в выходной части, в выходной патрубок обычно впрыскивают для охлаждения воду, которая также может вызвать эрозию выходных кромок. Для предотвращения этого вида эрозии не допускается работа с малыми объемными пропусками пара или, например, при холостом ходе ограничивается ее продолжительность. В некоторых конструкциях применяется такая схема впрыска воды, которая исключает попадание влаги на рабочие лопатки. Для повышения прочности прикорневая зона лопаток иногда выполняется с утолщенными выходными кромками.

Усталостная коррозия и коррозионное растрескивание

В элементах проточных частей паровых турбин, находящихся под напряжением и работающих влажным паром, иногда возникает коррозия, приводящая к образованию на поверхности лопаток и дисков язвин, трещин, повреждений. В отдельных случаях из-за усталo-

стной коррозии могут произойти поломки рабочих лопаток. Известны случаи коррозионного растрескивания дисков. Эти повреждения обычно наблюдаются в тех ступенях, где происходит конденсация — первичное образование влаги. Чаще всего это промежуточные ступени ЦНД. Коррозионное воздействие на металл существенно зависит от состава рабочей среды, наличия в ней агрессивных примесей, в частности хлоридов. Иногда эти примеси вызывают локальную конденсацию даже в ступенях, процесс расширения пара в которых находится выше линии насыщения.

Предупреждение повреждений такого рода состоит в повышении требований к качеству воды и пара и постоянном его эксплуатационном контроле. Велика роль при этом конденсатоочистки и водно-химического режима всего энергоблока. К элементам проточной части турбины, для которых можно ожидать коррозионного воздействия, предъявляются особые требования при конструировании: в них снижают расчетные напряжения, используют лопатки, выполненные заодно с бандажом; возможно применение для рабочих лопаток специальных материалов. Кроме того, в корпусах турбин должно быть предусмотрено хорошее дренирование полостей и карманов.

Эрозия неподвижных деталей турбин и турбоустановок АЭС

В ЦВД турбин насыщенного пара, в различных патрубках, где движется влажный пар, в ряде аппаратов вспомогательного оборудования турбоустановок АЭС также наблюдается эрозия. Эта эрозия охватывает главным образом неподвижные части. Наблюдаемый износ поверхностей ряда неподвижных деталей объясняется не чисто механическим воздействием капель влаги, а смешанным коррозионно-эрозионным процессом. В турбинах насыщенного пара кроме широко известной коррозии нелегированных сталей под действием гомогенной жидкой фазы встречается коррозионно-эрозионное воздействие, усугубляемое нестационарным движением капель влаги, отдельных струй и вихрей, а также зачастую большими скоростями потока.

Исследования показали зависимость коррозионного износа от ряда параметров среды, в первую очередь от ее температуры. Коррозионный износ увеличивается с повышением температуры. Однако одновременно с процессом коррозии происходит естественная пассивация, когда из-за поверхностного окисления металла образуется тонкая, но высокой твердости пленка, сокращающая и даже прекращающая дальнейший износ поверхности. Эта пассивация интенсивно происходит при температурах

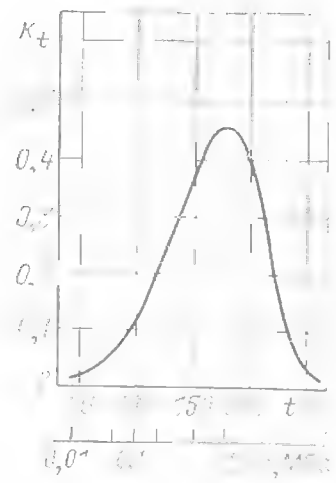


Рис. 7.22. Влияние параметров среды (коэффициент k_t в формуле 7.55) на коррозионно-эрозионный износ поверхностей неподвижных деталей турбин насыщенного пара

выше 230—250 °С, когда образуется твердая магнетитовая пленка. Наибольший износ происходит при температуре среды 150—200 °С, т. е. при давлении $p=0{,}5\div3$ МПа. Таким образом, коррозионно-эрозионного износа неподвижных деталей можно в первую очередь ожидать в ЦВД влажно-паровых турбин, в паропроводах и аппаратах турбоустановок АЭС, в которых находится влажный пар этих параметров.

По характеру воздействий при эксплуатации турбоустановок АЭС приходится сталкиваться со струйной и щелевой видами эрозии. Струйная эрозия характерна для элементов паровпуска, трубопроводов, зон входа влажного пара в теплообменники, в корпусах ЦВД, в местах отвода влаги из ЦВД. Борьба со струйной эрозией производится, с одной стороны, аэродинамически благоприятной организацией потока влажного пара вне проточной части, уменьшением скоростей потока, с другой — использованием хромистых и других легированных сталей или накладок из них. Для предотвращения щелевой эрозии в ЦВД турбин АЭС производится уплотнение возможных щелей. Так, например, обе половины диафрагм сбалчиваются, лучше уплотняются всевозможные стыки и фланцы.

Для оценки эрозии неподвижных элементов широко используется эмпирическая зависимость, полученная на основе опыта эксплуатации большого числа турбин:

$$s = k_t k_{аэр} c \sqrt{y}. \qquad (7.55)$$

Здесь s — наибольший местный износ, мм/10^4 ч; y — влажность; c — скорость потока, м/с; k_t — коэффициент, зависящий от температуры (давления) среды согласно рис. 7.22; $k_{аэр}$ — коэффициент, определяемый в зависимости от характера течения, например при прямом воздействии струи на поверхность $k_{аэр}=1{,}0$, при течении в трубе без поворота

$k_{аэр}=0{,}04$; при повороте $k_{аэр}=0{,}2\div0{,}5$, в щели и лабиринтовом уплотнении $k_{аэр}=0{,}08$ [36].

7.5. МЕТАЛЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В ТУРБИНАХ АЭС

Требования, предъявляемые к материалам наиболее ответственных деталей турбин АЭС — лопаток, роторов и корпусов, определяются условиями их работы. Широкий диапазон изменения давлений, температур, влажности, напряжений, нестационарные режимы работы, длительность срока эксплуатации — все это обусловливает необходимость использования высококачественных сталей и сплавов.

Условия работы турбин ТЭС и АЭС во многом сходны, но имеются и некоторые важные отличия, касающиеся главным образом особенностей пароводяного тракта турбин одноконтурных АЭС с кипящими реакторами. Радиоактивный пар на выходе из такого реактора в результате радиолиза воды может содержать до 40 мг/кг свободного кислорода. Вместе с тем коррозия конструкционных материалов здесь наиболее опасна из-за возможности появления долгоживущих радиоактивных изотопов при попадании продуктов коррозии в активную зону реактора. Особенно строго в металле всех деталей пароводяного тракта этих турбин ограничивается содержание кобальта, которого должно быть не более 0,05%. Совершенно необходимо строгое соблюдение водно-химического режима.

Для борьбы с коррозией в турбинах АЭС широко применяются нержавеющие хромистые и хромоникелевые стали с содержанием хрома 12% и выше. Хром образует на поверхности стали устойчивую тонкую пленку тугоплавких и прочных окислов, защищающую зерна стали от окисления. Прибавка никеля к стали также повышает ее коррозионную стойкость, а углерод, напротив, снижает. Для борьбы с межкристаллитной коррозией хромоникелевые стали стабилизируются присадкой титана. Большое значение для повышения коррозионной стойкости сталей имеет режим термообработки. Повреждение поверхности детали из хромистой стали глубокими царапинами, рисками, трещинами может привести к местным коррозионным повреждениям.

Во влажно-паровых турбинах АЭС металлы выбираются также из условия максимального противостояния действию эрозии.

Механические свойства сталей и сплавов определяются характеристиками прочности и пластичности, среди которых важнейшими являются:

предел текучести $\sigma_{0,2}$ — напряжение в растягиваемом образце, вызывающее остаточную деформацию, равную 0,2%;

временное сопротивление (предел прочности) $\sigma_в$ — напряжение в образце, вызывающее разрушение образца при однократном приложении нагрузки;

относительное удлинение при кратковременном разрыве δ_5 — среднее значение остаточного удлинения на длине образца после разрушения его однократным нагружением;

поперечное сужение при разрыве ψ — относительное уменьшение площади поперечного сечения образца в шейке после его разрушения однократным нагружением;

ударная вязкость $a_н$ — удельная работа разрушения при изгибном ударе образца стандартной формы с концентратором;

угол холодного изгиба α_0 — угол, на который изгибают специальный образец до появления первой трещины на растягиваемой стороне;

твердость по Бринеллю *НВ*.

Важными характеристиками лопаточных сталей являются также:

предел усталости σ_{-1} — амплитуда циклического напряжения при симметричном нагружении, вызывающего усталостное разрушение образца через определенное число циклов $N_р$, называемое долговечностью при усталости;

логарифмический декремент колебаний η — относительное рассеяние энергии в материале за один полный цикл изменения напряжений.

Для металлов, работающих в условиях высоких температур, например деталей газовых турбин АЭС с высокотемпературными реакторами, существенны характеристики ползучести — предел ползучести $\sigma_п$ и предел длительной прочности $\sigma_{дп}$.

Все механические характеристики существенно зависят от термообработки, режим которой оговаривается для каждого материала.

Механические характеристики некоторых сталей и область их применения в турбинах АЭС производства ХТЗ приведены в табл. 7.4.

Рабочие лопатки всех ступеней, за исключением двух последних, изготавливаются из коррозионно-стойкой, жаростойкой и жаропрочной хромистой нержавеющей стали 12Х13. Сталь обладает высоким декрементом колебаний во всем диапазоне рабочих температур. Из этой же стали изготавливаются замки и замковые лопатки, бандажи всех видов: ленточные, трубчатые и проволочные.

Для высоконагруженных рабочих лопаток последних и предпоследних ступеней мощных турбин прочность стали 12Х13, имеющей нижнюю границу предела текучести 440 МПа, оказывается недостаточной и вместо нее применяется коррозионно-стойкая сталь 15Х11МФ.

Цельнокованые роторы с рабочей температурой ниже 300 °С изготавливаются из перлитной хромоникелемолибденовой стали

Таблица 7.4. **Механические характеристики сталей и область их применения в турбинах АЭС**

Марка стали	Механические характеристики						*HB*	Область применения
	$\sigma_{0,2}$, МПа	$\sigma_в$, МПа	δ_5, %	ψ, %	$a_н$, кДж/м²	α_0, град		
		не менее						
12Х13	440—610	620	20	60	800	—	190—230	Рабочие и сопловые лопатки, сварные диафрагмы, бандажи, сегменты уплотнений
15Х11МФ	670—785	815	13	40	400	—	255—285	Рабочие лопатки последних ступеней
34ХН3МА	640—835	765	11	32	450	120	—	Цельнокованые роторы пр $t<350°C$
20Х3МВФА	590—735	715	13	35	400	—	—	Цельнокованые роторы при $t>350°C$
25Х1М1Ф	490—665	785	15	35	400	—	—	То же
32ХМ1А	470—635	635	14	35	500	150	255	Сварные роторы
24Х2НМФА	520—690	690	14	40	600	150	—	То же
25-Л	235	440	19	30	400	—	—	Корпуса ЦВД, корпуса клапанов парораспределения
15Х1М1ФЛ	295—540	490	16	35	300	—	160—225	То же
Ст3сп	245	—	26	—	700	180	—	Корпуса ЦНД, обоймы ЦНД
20	245	412	25	55	900	—	—	Компенсаторы, ресиверы
12Х18Н9Т	195	—	40	55	540	—	—	То же
25Х1МФ	665—785	815	16	50	600	—	—	Крепеж
35ХМ	635—785	785	13	40	600	—	230—285	"
35	350	540	16	40	600	—	—	"

34ХН3МА. Для роторов, работающих в области умеренных и высоких температур (выше 350 °С), применяются жаропрочные стали 20Х3МВФА и 25Х1М2Ф.

Сварные роторы быстроходных турбин АЭС изготавливаются из перлитной слаболегированной стали 32ХМ1А, получаемой с помощью вакуумно-дугового или электрошлакового переплава. Поковки элементов сварных роторов тихоходной турбины К-500-60/1500 выполнены из хромомолибденоникелеванадиевой стали 24Х2НМФА.

Для лопаточных и роторных сталей устанавливается не только нижняя, но и верхняя граница предела текучести $\sigma_{0.2}$. Превышение последней недопустимо, так как при этом происходит резкое смещение критической температуры хрупкости в область положительных температур, а для металлов поковок дисков и хвостовиков сварных роторов — из-за повышения склонности к трещинообразованию при сварке.

Корпуса цилиндров высокого давления и клапанов парораспределения выполняются литыми из углеродистой стали 25Л (в турбине К-220-44, наружный корпус ЦВД турбины К-500-65/3000) или хромомолибденованадиевой стали 15Х1М1ФЛ (внутренний корпус ЦВД турбин К-500-65/3000, К-500-60/1500).

Корпуса и обоймы ЦНД турбин ХТЗ выполняются сварными из проката углеродистой стали спокойной выплавки — Ст3сп.

Для ответственных сварных деталей, работающих под давлением (линзы компенсаторов, обечайки ресиверов и др.), применяется углеродистая качественная конструкционная сталь марки 20 или хромоникелевая аустенитная сталь 12Х18Н9Т (детали ресивера турбины К-500-65/3000 от ЦВД к СПП).

Тела и ободья сварных диафрагм ЦВД изготавливаются из хромистых нержавеющих сталей 08Х13 или 12Х13, а в ЦНД — из углеродистой стали марки Ст3сп. Сопловые лопатки, бандажные ленты и сегменты уплотнений сварных диафрагм выполняются из хромистой стали 12Х13.

Глава восьмая

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН И ЭНЕРГОБЛОКОВ АЭС

8.1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН

Основная задача регулирования

Атомные электростанции работают в энергосистемах параллельно с другими электростанциями (тепловыми на органическом топливе, гидравлическими и др.). Так как электрическая энергия в системе не аккумулируется, то ее производство в любой момент времени должно соответствовать потреблению. Критерием этого соответствия является постоянство частоты сети — параметра, значение которого в установившемся режиме одинаково для любой точки энергосистемы. Номинальное значение частоты сети в СССР (а также в европейских странах и некоторых странах Азии и Америки) равно 50 Гц и должно поддерживаться с высокой точностью. Частота переменного тока f определяется частотой вращения n приводимого турбиной синхронного генератора и связана с ней соотношением

$$f=pn, \qquad (8.1)$$

где p — число пар полюсов генератора.

При $p=1$ частоте сети $f=50$ Гц соответствует $n=50$ 1/с (3000 об/мин). Генераторы, приводимые во вращение тихоходными турбинами с $n=25$ 1/с, имеют две пары полюсов.

Требование $f=50$ Гц=const определяет основную задачу регулирования турбины: сохранение частоты вращения ротора турбогенератора и, следовательно, турбины постоянной и близкой к номинальной, несмотря на изменения нагрузки.

Рассмотрим некоторые свойства турбины как объекта регулирования. На рис. 8.1 представлены характеристики крутящего момента $M_т$, создаваемого паром, расширяющимся в турбине (кривая *1*), и тормозящего момента сопротивления на валу генератора $M_г$ (кривая *2*). Моментная характеристика турбины соответствует постоянному пропуску пара, что при неизменных параметрах пара отвечает определенному открытию регулирующих клапанов.

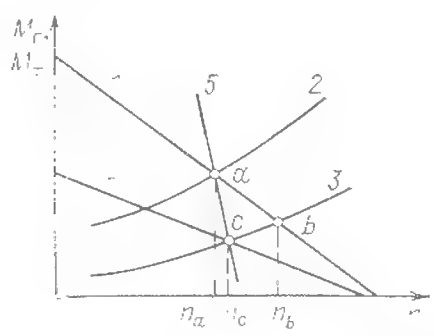


Рис. 8.1. Моментные характеристики турбины (кривые *1* и *4*) и генератора (кривые *2* и *3*), статическая характеристика турбоагрегата (*5*)

Установившемуся режиму работы, при котором $M_т=M_г$, соответствует пересечение моментных характеристик в точке a при частоте вращения n_a. При изменении нагрузки, присоединенной к электрической сети, например при отключении некоторых потребителей, характеристика генератора сместится, например, в положение, определяемое кривой *3*. Если параметры пара и положение регулирующих клапанов турбины останутся неизменными, то новый стационарный режим работы турбоагрегата будет достигнут в точке b. Таким образом, турбина и генератор могут переходить от одного устойчивого режима работы к другому без какого-либо воздействия на них за счет одного лишь саморегулирования (самовыравнивания). Саморегулирование определяется, очевидно, тем, что в точке пересечения моментных характеристик $\partial M_т/\partial\omega<0$, а $\partial M_г/\partial\omega>0$.

При отсутствии автоматического регулирования все возможные установившиеся режимы работы турбоагрегата лежат на линии *1*, которая является в этом случае его статической характеристикой. Следует, однако, заметить, что возникающие в процессе саморегулирования изменения частоты вращения недопустимо велики в отношении как качества отпускаемой электрической энергии, так и надежности турбины и генератора. Возникает, следовательно, необходимость управлять турбиной таким образом, чтобы частота вращения ротора оставалась постоянной или изменялась в заданных узких пределах. Для этого при изменении нагрузки сети и смещении характеристики генератора следует также сместить и характеристику турбины (кривая *4*) изменением пропуска пара. Новый равновесный режим работы будет достигнут в точке c при частоте вращения n_c, лишь незначительно превышающей n_a.

Установившиеся режимы работы турбоагрегата при совместном изменении характеристик турбины и генератора определяются линией *5*, которая является статической характеристикой управляемого турбоагрегата.

При нарушении установившегося режима работы угловое движение валопровода турбоагрегата описывается уравнением

$$J\frac{d\omega}{d\tau}=M_т-M_г, \qquad (8.2)$$

где J — момент инерции валопровода; $d\omega/d\tau$ — его угловое ускорение.

При $M_т > M_г$ имеем $d\omega/d\tau > 0$ и частота вращения ротора возрастает; при $M_т < M_г$ частота вращения уменьшается. Допуская некоторое небольшое отклонение частоты вращения от заданного значения, можно использовать его в качестве командного импульса для автоматического управления турбиной. На этом фундаментальном принципе управления по отклонению построены все без исключения системы регулирования частоты вращения турбин. Для повышения быстродействия регулирования могут быть использованы дополнительные импульсы по угловому ускорению $d\omega/d\tau$ или по нагрузке (возмущению).

Развернутая статическая характеристика регулирования

Рассмотрим принципиальную схему регулирования турбины с центробежным регулятором частоты вращения, представленную на рис. 8.2. С ростом частоты вращения центробежная сила грузов увеличивается, муфта регулятора *1* поднимается, сжимая пружину регулятора и поворачивая рычаг *AB* вокруг точки *B*. Соединенный с рычагом в точке *C* отсечный золотник *2* смещается из среднего положения вверх и сообщает верхнюю полость гидравлического сервомотора *3* с напорной линией *4*, а нижнюю со сливной линией *5*. Поршень сервомотора перемещается вниз, прикрывая регулирующий клапан *6* и уменьшая пропуск пара *7* в турбину. Одновременно с помощью обратной связи (правый конец рычага *AB* связан со штоком поршня сервомотора) золотник возвращается в среднее положение, чем стабилизируется переходный процесс и обеспечивается устойчивость регулирования. При снижении частоты вращения процесс регулирования протекает аналогично, но с увеличением пропуска пара в турбину.

Совокупность установившихся режимов работы турбины и положений органов ее системы регулирования изображается с помощью развернутой статической характеристики регулирования (рис. 8.3).

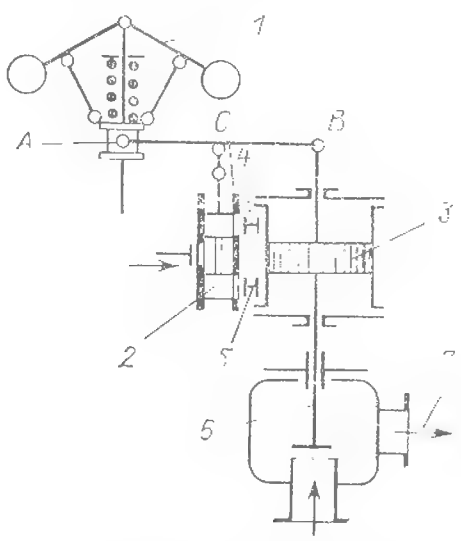


Рис. 8.2. Принципиальная схема регулирования с однократным усилением

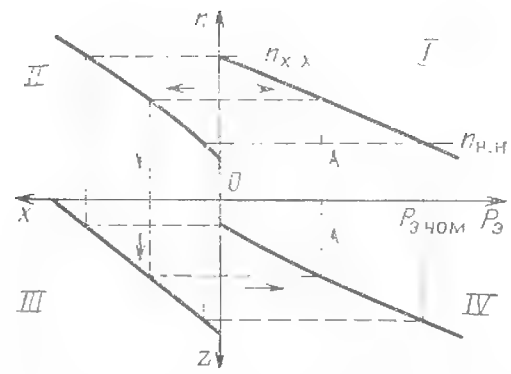


Рис. 8.3. Развернутая статическая характеристика регулирования

Зависимость перемещения муфты регулятора от частоты вращения $x = f(n)$ в квадранте *II* диаграммы представляет собой статическую характеристику регулятора частоты вращения, полностью определяемую конструкцией регулятора.

Так как на всех установившихся режимах работы отсечный золотник занимает одно и то же среднее положение, в котором он отсекает подвод масла из напорной линии к полостям сервомотора, то положение точки *C* (см. рис. 8.2) оказывается неизменным, а зависимость $z = f(x)$ хода сервомотора от перемещения муфты регулятора будет прямолинейной (квадрант *III* диаграммы).

Наконец, в квадранте *IV* дана зависимость $P_э(z)$ вырабатываемой электрической мощности от хода сервомотора, определяемая при неизменных параметрах пара.

По характеристикам квадрантов *II—IV* диаграммы простым построением, показанным на рис. 8.3 штриховыми линиями, в квадранте *I* находится зависимость $n = f(P_э)$, связывающая регулируемый параметр — частоту вращения с мощностью. Это и есть собственно статическая характеристика регулирования частоты вращения, имеющая важнейшее значение для работы турбины как в изолированной электрической сети, так и параллельно с другими агрегатами в общей энергосистеме.

Как следует из статической характеристики регулирования, при изменении мощности частота вращения не остается постоянной, а несколько снижается с ростом мощности.

Наклон статической характеристики определяется величиной

$$\delta = \frac{n_{х.х} - n_{н.н}}{n_0}, \qquad (8.3)$$

называемой степенью неравномерности регулирования частоты враще-

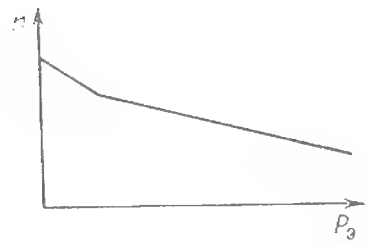


Рис. 8.4. Статическая характеристика регулирования с повышенной местной неравномерностью при малых нагрузках

ния турбины. Здесь n — частота вращения: n_0 — номинальная, $n_{х.х}$ — при холостом ходе, $n_{н.н}$ — при номинальной мощности. В соответствии с ГОСТ [41] при номинальных параметрах пара $\delta = 4 \div 5\%$. При меньших значениях степени неравномерности трудно обеспечить достаточную устойчивость регулирования, а при бо́льших ухудшается точность регулирования и возрастает динамическое повышение частоты вращения при сбросах нагрузки.

Статическая характеристика регулирования обычно имеет участки с разной крутизной (рис. 8.4), которая характеризуется местной степенью неравномерности

$$\delta_* = -\frac{dn}{dP_э}\frac{P_э^{ном}}{n_0}. \qquad (8.4)$$

Степень неравномерности при мощности ниже $0{,}15P_э^{ном}$ не регламентируется. Ее увеличение облегчает включение турбоагрегата в сеть, повышает устойчивость работы на холостом ходу и малых нагрузках. В диапазоне нагрузок $(0{,}9—1{,}0)P_э^{ном}$ степень неравномерности не должна превышать среднего значения более чем в 3 раза. Регламентируется нижняя граница местной степени неравномерности — не менее 2%, что продиктовано необходимостью исключить горизонтальные участки статической характеристики регулирования, на которых теряется устойчивость.

Нечувствительность регулирования

Реальная статическая характеристика не является однозначной. Статические характеристики, полученные экспериментально при нагружении и разгружении турбины, не совпадают (рис. 8.5), что свидетельствует о не-

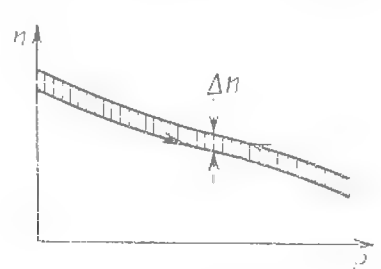


Рис. 8.5. Статическая характеристика регулирования при наличии нечувствительности

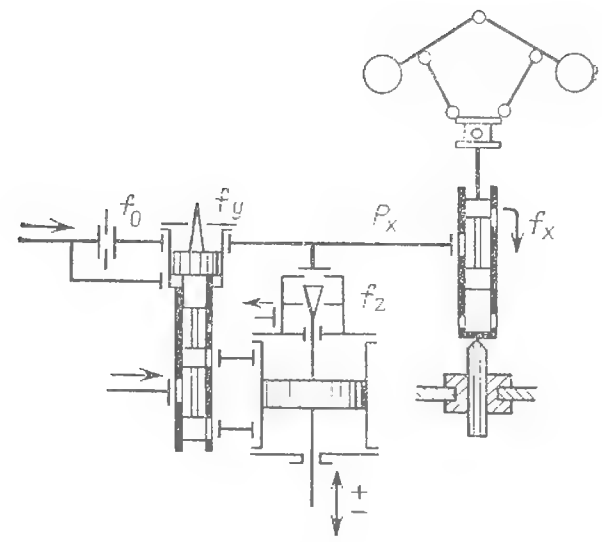


Рис. 8.6. Схема регулирования с гидравлическими связями и двукратным усилением

чувствительности регулирования, характеризуемой степенью нечувствительности по частоте вращения $\varepsilon_n = \Delta n/n_0$. С ростом нечувствительности, обусловленной главным образом силами трения и люфтами в механической передаче, процесс регулирования ухудшается, снижается его точность, возможно возникновение автоколебаний. Таким образом, степень нечувствительности в значительной мере характеризует совершенство системы регулирования и поэтому регламентируется для паровых турбин АЭС $\varepsilon_n \leqslant 0{,}2\%$.

Современная тенденция ужесточения требований по нечувствительности ставит перед конструкторами систем регулирования турбин сложную задачу. Одним из основных путей ее решения является практически полный отказ от механических связей в системе регулирования и замена их гидравлическими или электрическими.

В качестве примера на рис. 8.6 представлена принципиальная схема регулирования турбины с гидравлическими связями и двумя звеньями усиления. Управляемый проточным золотником регулятора частоты вращения дифференциальный сервомотор первой ступени усиления выполнен как единое целое с отсечным золотником главного сервомотора, перемещающего регулирующие клапаны. Все прямые и обратные связи в системе регулирования выполнены гидравлическими.

Масло из напорной линии через дроссель постоянного сечения f_0 поступает в импульсную линию, откуда сливается через три параллельно включенных сечения, регулируемых золотником регулятора f_x, конусом самовыключения дифференциального сервомотора f_y и конусом обратной связи главного сервомотора f_z. С ростом частоты вращения золотник регулятора увеличивает сливное сечение f_x. Давление в импульсной линии p_x падает, равновесие дифференциального сервомотора нарушается, и он перемещается вверх, конусом самовыключения уменьшая сливное сечение f_y и восстанавливая давление p_x. Вместе с дифференциальным сервомотором вверх смещается и отсечный золотник главного сервомотора. Сервомотор движется вниз, прикрывая ре-

гулирующие клапаны до тех пор, пока его обратная связь f_z, воздействующая через импульсную линию на дифференциальный сервомотор, не вернет отсечный золотник в среднее положение.

Из условия равновесия дифференциального сервомотора имеем p_x=const. В установившемся режиме работы, кроме того, и f_y=const, отсюда следует, что f_x+f_z=const, или иначе $\Delta f_x+\Delta f_z=0$, т. е. изменение сливного сечения, управляемого регулятором, компенсируется изменением сечения обратной связи главного сервомотора.

Механизм управления турбиной

Частота электрического тока в энергосистеме в соответствии с ПТЭ должна непрерывно поддерживаться на уровне 50±0,1 Гц. Даже временно допускается отклонение частоты не более ±0,2 Гц. В то же время степень неравномерности регулирования частоты вращения составляет 4—5%, чему соответствует изменение частоты 2—2,5 Гц, т. е. на порядок больше допустимого. Кроме того, в широких пределах приходится изменять частоту вращения турбины на холостом ходу при синхронизации турбогенератора перед включением его в сеть, при испытаниях автоматов безопасности турбины повышением частоты вращения. Уже только поэтому ясно, что в системе регулирования турбины необходимо иметь устройство для изменения регулируемого параметра — частоты вращения при работе турбогенератора в изолированной сети, в частности на холостом ходу. При работе в энергосистеме, когда частота сети поддерживается всеми параллельно работающими турбоагрегатами, это устройство даст возможность изменять мощность турбины и поэтому получило название механизма управления турбиной (МУТ).

Одна из широко распространенных конструкций МУТ показана на рис. 8.6 и представляет собой механизм перемещения буксы регулятора частоты вращения.

Пусть при работе турбины в некотором режиме, соответствующем точкам *1* (режим *1*) на развернутой статической характеристике регулирования (рис. 8.7),

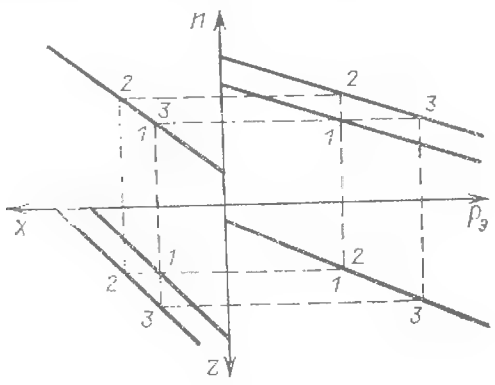


Рис. 8.7. Смещение статической характеристики регулирования воздействием на механизм управления турбиной

механизмом управления турбиной букса регулятора смещена, например, вверх. Так как на всех установившихся режимах работы в этой схеме регулирования выполняется условие f_x+f_z=const, то характеристика $z=f(x)$ в третьем квадранте сместится влево, а статическая характеристика регулирования $n=f(P_э)$ — вверх. При этом, если турбина работает в изолированной сети ($P_э\simeq$const), возрастает частота вращения ротора n (режим *2*), а при работе в мощной энергосистеме ($f\simeq$const, а значит и $n\simeq$const) возрастет мощность $P_э$, отдаваемая в энергосистему (режим *3*).

Параллельная работа турбогенераторов и регулирование частоты сети

При параллельной работе турбогенераторов в общей электрической сети частота вращения всех агрегатов одинакова (при условии, что все они имеют одинаковую номинальную частоту n_0) и равна частоте электрического тока в сети, которая в свою очередь определяется совместной работой систем регулирования всех параллельно работающих турбин. При изменении нагрузки сети распределение ее между турбинами зависит от их статических характеристик.

Рассмотрим параллельную работу двух турбин с прямолинейными статическими характеристиками, представленными на рис. 8.8. Пусть частота вращения одинакова для обеих турбин и равна n, а их нагрузки соответственно $P_э^{I}$ и $P_э^{II}$. Если нагрузка сети $P_с=P_э^{I}+P_э^{II}$ возрастет на $\Delta P_с$ и превысит генерируемую активную мощность, то разность мощностей будет покрываться за счет изменения кинетической энергии всех вращающихся машин, работающих в сети. Частота сети снизится на Δn, причем падение частоты будет продолжаться до тех пор, пока все изменение нагрузки сети $\Delta P_с$ не распределится между параллельно работающими турбинами: $\Delta P_с=\Delta P_э^{I}+\Delta P_э^{II}$. Принимая во внимание, что для обеих турбин Δn одинаково, найдем приращение мощности одной из турбин:

$$\Delta P_э^{I}=\frac{\Delta P_с}{1+\frac{P_{э\,ном}^{II}}{P_{э\,ном}^{I}}\frac{\delta^{I}}{\delta^{II}}}. \qquad (8.5)$$

Как следует из соотношения (8.5) и видно из рис. 8.8, колебания нагрузки сети сильнее отражаются на нагрузке той турбины, которая имеет более пологую статическую харак-

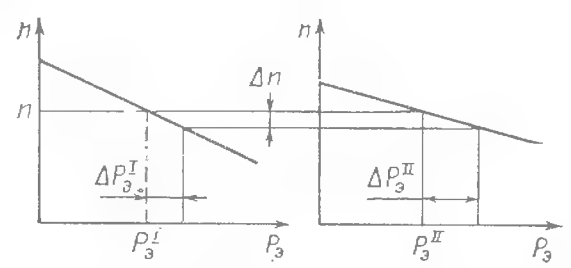


Рис. 8.8. Распределение нагрузок при параллельной работе двух турбин

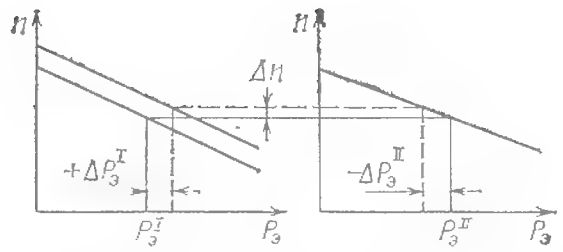


Рис. 8.9. Перераспределение нагрузок между двумя параллельно работающими турбинами воздействием на механизм управления одной из них

теристику, т. е. меньшую степень неравномерности δ.

Если при неизменной нагрузке сети воздействием на МУТ сместить характеристику одной из турбин вверх (рис. 8.9), то это вызовет повышение частоты вращения обеих турбин и перераспределение нагрузки сети между ними — нагрузка одной турбины возрастет, а другой снизится. Повышение частоты сети $\Delta f = \Delta n$ при любой форме статических характеристик найдется из условия $\Delta P_э^I + \Delta P_э^{II} = 0$.

Для того чтобы при перераспределении нагрузки между параллельно работающими турбинами частота сети оставалась неизменной, необходимо воздействием на механизмы управления обеих турбин сместить их характеристики в противоположных направлениях (рис. 8.10).

При параллельной работе не двух, а любого числа турбин m, при изменении нагрузки сети $\Delta P_с$ мощность произвольно выбранной турбины изменится на величину

$$\Delta P_э^I = \frac{\Delta P_с}{1 + \sum_{i=2}^{m} \frac{P_{э\,ном}^i}{P_{э\,ном}^I} \frac{\delta^I}{\delta^i}}. \qquad (8.6)$$

Только участие всех параллельно работающих турбин в распределении между собой изменений нагрузки сети $\Delta P_с$ сразу после их возникновения, т. е. участие в первичном регулировании частоты сети, обеспечивает небольшие отклонения частоты и в значительной степени надежность работы энергосистемы.

Как следует из (8.5) или (8.6), если степень неравномерности регулирования некоторой турбины $\delta^I = 0$ (астатическое регулирование частоты вращения), то $\Delta P_э = \Delta P_с$, т. е. все изменение нагрузки сети воспринимается этой турбиной, при этом частота сети остается неизменной. Последнее обстоятельство используется при вторичном регулировании частоты в энергосистеме, когда по командам общестанционного пропорционально-интегрального регулятора все внеплановые изменения нагрузки сети воспринимают на себя агрегаты, выделенные для астатического регулирования частоты по критерию $\Delta f = 0$.

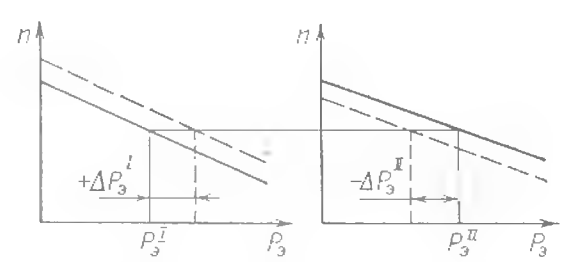


Рис. 8.10. Перераспределение нагрузок между двумя параллельно работающими турбинами воздействием на механизмы управления обеих турбин

В основу регулирования частоты и активной мощности в СССР положено раздельное регулирование плановых и внеплановых изменений активной мощности. Распределение плановых изменений активной мощности осуществляется на основе оптимизационных расчетов с учетом ограничений по энергоресурсам и эксплуатационных ограничений по режиму сети и энергоблоков путем задания каждой электростанции графиков нагрузки.

Регулирование частоты и обменной мощности, а также ограничение потоков мощности по межсистемным и сильнозагруженным внутрисистемным связям осуществляются автоматическим распределением внеплановых изменений активных нагрузок воздействием на выделенные регулирующие электростанции. Поскольку отклонения реального графика нагрузок энергосистемы от планируемого, как правило, не превышают 2—3%, то к регулированию внеплановых изменений активных нагрузок привлекается ограниченное число электростанций с регулировочным диапазоном 5—10% мощности энергосистемы, в которой они расположены.

В настоящее время, как правило, АЭС работают в базисном режиме, отдавая в сеть заданную постоянную мощность. В этом случае обеспечивается минимум затрат на производство электроэнергии и нарабатывается максимально возможное количество вторичного топлива, необходимого для обеспечения топливного цикла АЭС с реакторами на быстрых нейтронах. Однако по мере роста доли АЭС в общей установленной мощности энергосистем они будут нести частично или полностью функции регулирования частоты системы, меняя свою мощность соответственно переменной составляющей нагрузки сети.

На рис. 8.11,*а* показаны статическая характеристика базового энергоблока, вырабатывающего неизменную заданную нагрузку вне зависимости от частоты сети, и принципиальная схема регулирования. Это регулирование представляет собой систему автоматической стабилизации, поддерживающую заданное значение регулируемой величины — электрической мощности. Если вырабатываемая мощность $P_э$ не совпадает с заданным

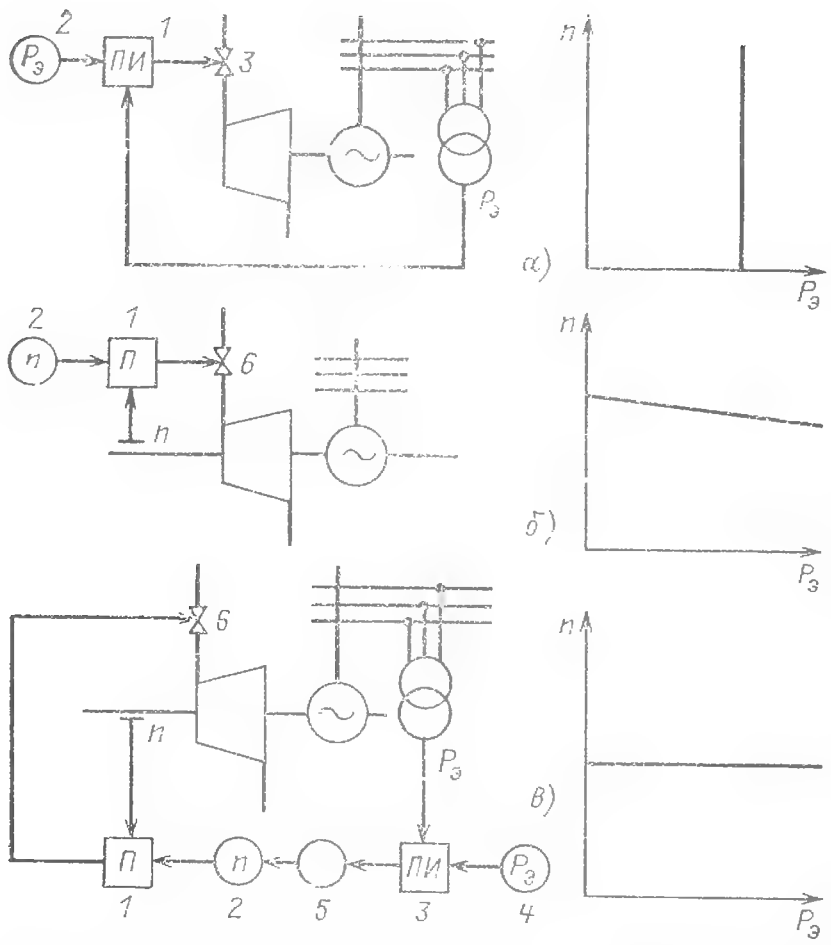


Рис. 8.11. Статические характеристики и принципиальные схемы регулирования энергоблоков АЭС:

а — для базового энергоблока: *1* — регулятор мощности; *2* — задатчик регулятора мощности; *3* — регулирующий клапан турбины; *б* и *в* — для энергоблоков, участвующих в поддержании частоты сети: *1* — регулятор частоты вращения; *2* — задатчик регулятора частоты вращения; *3* — регулятор мощности; *4* — задатчик регулятора мощности; *5* — реверсивный электродвигатель; *6* — регулирующий клапан турбины

ее значением $P_э^{зд}$, то в работу вступает пропорционально-интегральный регулятор (ПИ-регулятор), который изменяет положение регулирующих клапанов турбины до тех пор, пока эти мощности не сравняются. Таким образом, при работе АЭС в базисном режиме роль ее системы автоматического регулирования сводится к снятию возмущений, поступающих со стороны энергосистемы, а также внутренних возмущений, возникающих в оборудовании блока.

Простейший способ получения статической характеристики энергоблока, участвующего в поддержании частоты сети с помощью регулирования турбины, показан на рис. 8.11,*б*. Регулируемой величиной является частота вращения n ротора турбины, которая равна или пропорциональна частоте переменного тока. Здесь регулируемая величина n сравнивается с заданным ее значением $n^{зд}$. Но в этой схеме регулятор работает как пропорциональный (П-регулятор). Отклонению регулируемой величины n от заданной $n^{зд}$ соответствует определенное положение регулирующих клапанов турбины и тем самым определенная мощность $P_э$. Клапаны турбины открываются тем больше и генератор отдает в сеть тем большую мощность, чем ниже значение частоты сети по сравнению с заданием $n^{зд}$. Это и обеспечивает желаемую статическую характеристику агрегата.

Участие АЭС в первичном регулировании частоты сети при работе в базисном режиме может быть достигнуто с помощью системы регулирования, представленной на рис. 8.11,*в*. Медленно действующий контур регулирования мощности непосредственно не связан с регулирующими клапанами турбины, а с помощью реверсивного электродвигателя воздействует на задатчик подчиненного ему быстродействующего контура регулирования частоты вращения. Последний приоткрывает регулирующие клапаны турбины, когда частота сети снижается, и прикрывает их, когда она растет. Таким образом агрегат участвует в первичном регулировании частоты сети. Но так как задание подчиненному контуру регулирования частоты вращения изменяется по командам контура регулирования мощности, то вырабатываемая и отдаваемая в сеть мощность данного энергоблока в среднем остается постоянной, что отвечает характеру работы АЭС в базисном режиме. Колебания энергопотребления сети покрываются другими электростанциями системы.

8.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОБЛОКОВ АЭС

Способы регулирования ядерного реактора

Анализ регулирования блоков АЭС начнем с рассмотрения особенностей регулирования ядерного реактора.

Для поддержания контролируемой цепной реакции необходимо, чтобы реактивность в стационарном режиме равнялась нулю. Это означает, что в среднем только один из двух-трех нейтронов, образовавшихся в предшествующем акте деления ядра горючего, вызывает последующее новое деление. Остальные нейтроны поглощаются теплоносителем, в конструкционных материалах или теряются вследствие утечки из активной зоны. Нулевая реактивность соответствует критическому состоянию реактора, для поддержания которого требуется строго определенное количество ядерного горючего, равное критической массе.

На реактивность реактора существенно влияют плотность и количество замедлителя, введение или выведение поглотителей (поглощающие регулирующие стержни, выгорающие поглотители), добавление или извлечение части горючего (подвижные топливные сборки). В зависимости от типа реактора эти и ряд других способов используются в его системе управления и защиты (СУЗ). Наиболее распространенным способом регулирования

реактора является использование подвижных поглощающих стержней.

Органы управления выполняют две основные функции — компенсации медленных изменений реактивности, вызываемых выгоранием топлива и накоплением продуктов деления, и регулирования более быстрых переходных процессов изменений мощности. Органы защиты предназначены для быстрого аварийного выключения реактора.

Перегрузка ядерного горючего производится периодически либо на ходу под нагрузкой, либо после выключения реактора. При каждой частичной перегрузке в реактор загружается избыточное по отношению к критической массе количество ядерного топлива, которое и выгорает. Его действие компенсируется введением поглощающих стержней.

В водо-водяных реакторах в настоящее время широкое применение нашло жидкостное (борное) регулирование. Жидкий поглотитель — борная кислота — вводится в воду, являющуюся теплоносителем и замедлителем. Как правило, борное регулирование используется для компенсации медленного изменения реактивности, а тонкое оперативное регулирование осуществляется подвижными стержнями.

Следует отметить, что при делении ядер горючего наряду с мгновенными нейтронами, рождающимися в момент деления, образуются и запаздывающие нейтроны, возникающие при радиоактивном распаде некоторых осколков деления. Суммарная доля запаздывающих нейтронов β мала; так, для U^{235} она составляет всего лишь 0,64 %, т. е. более 99 % приходится на мгновенные нейтроны. Однако несмотря на такой малый выход запаздывающих нейтронов, их роль в переходных процессах исключительно велика. Ядерный реактор быстро реагирует на отклонение реактивности, и только наличие запаздывающих нейтронов позволяет осуществить переходный процесс с допустимой небольшой скоростью. Однако при этом вводимая положительная избыточная реактивность должна быть заметно меньше суммарной доли запаздывающих нейтронов. При невыполнении этого условия переходный процесс будет определяться практически только мгновенными нейтронами, пойдет очень быстро и реактор окажется фактически неуправляемым.

К существенным отклонениям реактивности при работе реактора может привести изменение температуры теплоносителя и топлива. Здесь сказываются в первую очередь изменение энергетического спектра нейтронов и плотности замедлителя. Температурный коэффициент реактивности зависит от состава и компоновки активной зоны и может быть как положительным, так и отрицательным. Для устойчивой и безопасной работы реактора желательно, чтобы температурный коэффициент реактивности был отрицательным и небольшим по абсолютной величине. В этом случае увеличение мощности, вызывающее повышение температуры, приводит к уменьшению реактивности и самопроизвольный разгон реактора невозможен.

Регулирование мощности реактора перемещением регулирующих стержней или изменением расхода замедлителя возможно только при ограниченных скоростях изменения возмущающих воздействий. Поэтому система регулирования и защиты турбины должна обеспечивать эти предельные значения такими, чтобы они не были превышены при изменениях частоты сети или нарушениях в работе турбины.

Энергоблоки с реакторами ВВЭР

Реактор, охлаждаемый водой под давлением, обладает отрицательным коэффициентом реактивности по температуре как теплоносителя, так и топлива. Поэтому при изменении нагрузки энергоблока мощность реактора меняется и он без вмешательства системы автоматического регулирования благодаря лишь свойству самовыравнивания может перейти на новый установившийся режим работы. При этом, однако, значительно меняются температура теплоносителя, а значит, и его объем в первом и давление пара во втором контурах, оборудование которых пришлось бы проектировать на повышенное давление. Потребовалось бы развить и систему компенсации объема. Поэтому этот эффект, являющийся важной положительной особенностью реакторов типа ВВЭР, в качестве самостоятельного способа регулирования не используется.

При создании САР энергоблока прежде всего должна быть выбрана статическая программа регулирования, представляющая собой зависимость основных параметров установки (расходов теплоносителей первого и второго контуров, давления и температуры) от ее мощности на установившихся режимах. Выбор той или иной программы регулирования влияет на характеристики основного оборудования и представляет собой сложную технико-экономическую задачу.

Программа регулирования рассчитывается по основным балансовым соотношениям. Если пренебречь потерями теплоты в окружающую среду и принять теплоемкость теплоносителя и коэффициент теплопередачи в парогенераторе независимыми от температуры

и нагрузки, то для тепловой мощности $P_{тепл}$ можно составить соотношения:

для первого контура

$$P_{тепл}=G_1c_p(t_{вых}-t_{вх}); \quad (8.7)$$

для парогенератора

$$P_{тепл}=KF(t_{ср}-t_s); \quad (8.8)$$

для второго контура

$$P_{тепл}=G_п h_п-G_{п.в}h_{п.в}. \quad (8.9)$$

Здесь G_1 — расход теплоносителя первого контура; c_p — его средняя теплоемкость; K и F — коэффициент теплопередачи и поверхность нагрева парогенератора; $G_п$ и $G_{п.в}$ — расходы пара и питательной воды во втором контуре; $h_п$ и $h_{п.в}$ — энтальпии пара и питательной воды во втором контуре; $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температуры теплоносителя первого контура на входе и выходе активной зоны реактора; t_s — температура насыщенного пара на выходе из парогенератора; $t_{ср}=(t_{вх}+t_{вых})/2$ — средняя температура теплоносителя в первом контуре.

В АЭС с реакторами ВВЭР расход теплоносителя первого контура G_1 постоянен (он может меняться только за счет числа включенных петель). Поэтому подогрев теплоносителя в активной зоне реактора $t_{вых}-t_{вх}$ пропорционален тепловой мощности.

В парогенераторе при $K=const$ и $F=const$ передаваемая мощность $P_{тепл}$ однозначно определяется температурным напором, т. е. разностью между средней температурой теплоносителя первого контура $t_{ср}$ и температурой насыщения во втором контуре t_s.

Основными программами регулирования энергоблоков с реакторами ВВЭР (рис. 8.12) являются:

1) программа с постоянной средней температурой $t_{ср}$ теплоносителя первого контура;

2) программа с постоянным давлением p_2 и, следовательно, постоянной температурой насыщенного пара t_s во втором контуре;

3) компромиссная программа с умеренным изменением средней температуры теплоносителя в первом контуре и давления во втором;

4) комбинированная программа с поддержанием постоянного давления во втором контуре при малых нагрузках и постоянной средней температуры теплоносителя первого контура при больших нагрузках.

Программа $t_{ср}=const$ в течение длительного времени рассматривалась как наилучшая для реакторов с водой под давлением. Первые блоки с такими реакторами спроектированы и введены в эксплуатацию именно с этой программой.

Программа $t_{ср}=const$ наиболее благоприятна для первого контура. При значительном отрицательном температурном коэффициенте реактивности для изменения мощности реактора требуется внести наименьшую реактивность, так как перемещение регулирующих стержней реактора должно скомпенсировать только соответствующую долю мощностного эффекта. При работе по этой программе поддерживается постоянный объем теплоносителя в первом контуре и требуются минимальные размеры компенсатора объема, который должен воспринять только динамические изменения объема. Существенно облегчается и работа системы регулирования компенсатора объема. Серьезным недостатком рассматриваемой программы является повышение давления во втором контуре при снижении мощности, что удорожает оборудование второго контура. Термический КПД цикла оказывается пониженным при всех мощностях, так как при большой мощности давление пара, поступающего в турбину, ниже допускаемого по условиям работы второго контура, а при малых нагрузках, когда давление пара велико, растет дросселирование пара регулирующими клапанами турбины (см. гл. 5). Указанный недостаток этой программы привел к тому, что в настоящее время она не применяется и уступила место более совершенным.

Программа $p_2=const$, принятая для реакторов ВВЭР-440, повысила КПД цикла на номинальном режиме при одинаковой стоимости оборудования второго контура. Она наиболее благоприятна для оборудования второго контура, так как давление, а следовательно, и температура во втором контуре

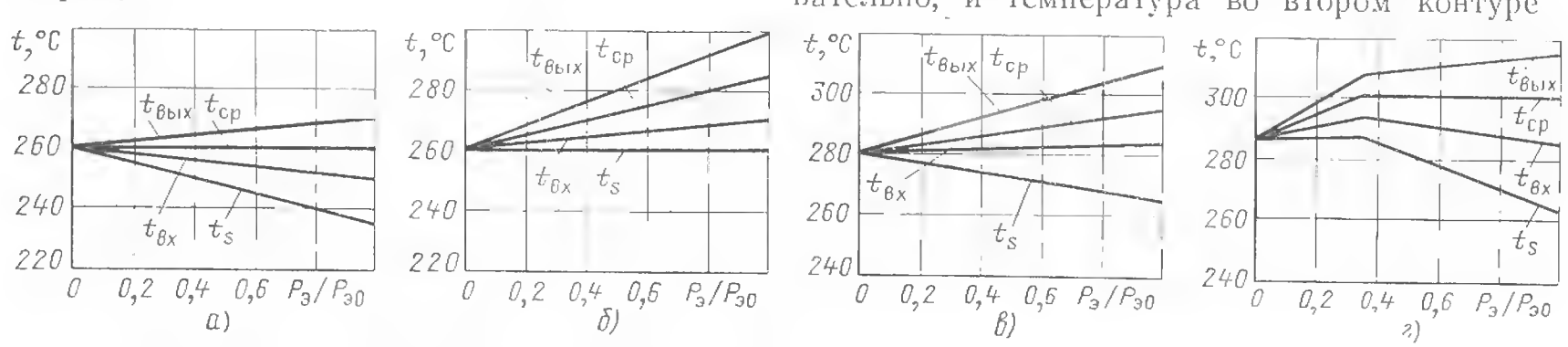


Рис. 8.12. Программы регулирования энергоблоков с ВВЭР:
а — программа $t_{ср}=const$; *б* — программа $p_2=const$; *в* — компромиссная программа; *г* — комбинированная программа

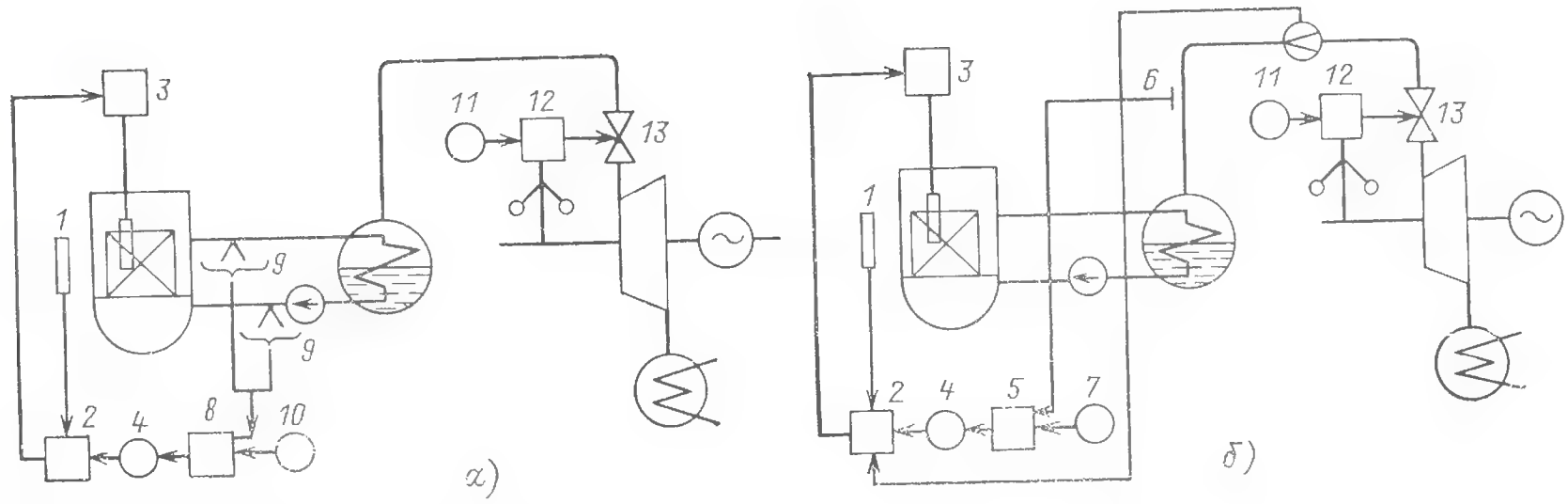


Рис. 8.13. Схемы регулирования энергоблоков с ВВЭР:
а — программа $t_{ср}$=const; *б* — программа p_2=const; *1* — ионизационная камера; *2* — регулятор нейтронной мощности реактора; *3* — приводы регулирующих стержней; *4* — задатчик регулятора мощности реактора; *5* — регулятор давления пара во втором контуре; *6* — датчик давления; *7* — задатчик регулятора давления пара во втором контуре; *8* — регулятор средней температуры теплоносителя первого контура; *9* — датчики температуры теплоносителя первого контура; *10* — задатчик регулятора средней температуры теплоносителя первого контура; *11* — механизм управления турбиной; *12* — регулятор частоты вращения турбины; *13* — регулирующие клапаны турбины

постоянны и в оборудовании второго контура не возникают термические напряжения при изменении мощности. К недостаткам программы следует отнести то, что для предотвращения закипания теплоносителя в первом контуре в нем приходится существенно повысить давление, а также то, что из-за изменения реактивности увеличиваются размеры и усложняется работа системы компенсации объема. При быстрых изменениях режима работы реактора могут также возникнуть нежелательные температурные напряжения в оборудовании первого контура.

Стремление улучшить условия работы оборудования блока как первого, так и второго контуров привело к разработке компромиссных программ, где оба основных параметра $t_{ср}$ и p_2 не остаются постоянными, а непрерывно изменяются в зависимости от нагрузки, однако в меньшей степени, чем в программах $t_{ср}$=const и p_2=const. При комбинированной программе предельные отклонения параметров примерно такие же, как и в компромиссной. Преимущество программы заключается в том, что в наиболее тяжелых и вместе с тем наиболее вероятных режимах работы — вблизи номинальной мощности — энергоблок работает по программе $t_{ср}$=const, чем облегчаются условия работы оборудования первого контура, а в остальном диапазоне нагрузок используется программа p_2=const.

Для реализации выбранной программы регулируется средняя температура теплоносителя первого контура (программа $t_{ср}$=const) или давление во втором контуре (программа p_2=const) либо используется комбинация импульсов по $t_{ср}$ и p_2 (компромиссные и комбинированные программы).

На рис. 8.13 показаны схемы регулирования мощности энергоблоков, предназначенные для работы в регулирующем режиме по программам $t_{ср}$=const и p_2=const. В обеих схемах мощностью реактора управляет каскадный регулятор *2*, получающий импульс по плотности нейтронного потока от ионизационной камеры *1* и воздействующий на приводы регулирующих стержней *3*. Уставка регулятору *2* формируется его задатчиком *4* по командам регуляторов средней температуры теплоносителя первого контура *8* или давления пара во втором контуре *5*. При отклонении частоты сети от номинального значения регулятор частоты вращения турбины *12* перемещает ее регулирующие клапаны *13*, изменяя электрическую мощность, вырабатываемую в соответствии с требованиями энергосистемы.

Благодаря положительному самовыравниванию реактора ВВЭР рассматриваемые схемы работоспособны и при отключенном регулировании реактора. При снижении частоты в энергосистеме, когда она требует бо́льшую мощность, регулятор частоты вращения турбины приоткрывает регулирующие клапаны и увеличивает пропуск пара в турбину. Давление p_2, а значит, и температура насыщенного пара t_s во втором контуре снижаются, и в него из парогенератора отводится большее количество теплоты. Температура воды в первом контуре на выходе из парогенератора $t_{вх}$ падает, следовательно, уменьшается и средняя температура $t_{ср}$ теплоносителя (замедлителя) в реакторе. Из-за отрицательного температурного коэффициента теплоносителя реактивность реактора растет, в результате чего увеличивается его тепловая мощность $P_{тепл}$. Теплоноситель в активной зоне реак-

тора нагревается сильнее, и уменьшение температуры воды на входе в реактор $t_{вх}$ несколько компенсируется ростом ее на выходе, так что средняя температура теплоносителя $t_{ср}$ снижается в меньшей степени. В результате мощность реактора увеличивается и без перемещения регулирующих стержней. Реактор обладает, следовательно, значительным положительным самовыравниванием.

Регулирование реактора позволяет, однако, существенно уменьшить статические и особенно динамические отклонения давлений и температур в обоих контурах энергоблока. При включенном регулировании реактора в схеме рис. 8.13,*а* уменьшение средней температуры теплоносителя первого контура воспринимается регулятором температуры *8*, меняющим задание регулятору нейтронной мощности реактора *2*. Последний перемещением регулирующих стержней реактора увеличивает его мощность. Температура теплоносителя на выходе из активной зоны растет, и средняя температура в первом контуре восстанавливается на прежнем уровне. Возрастание температурного перепада между контурами в парогенераторе на установившемся режиме работы определяется снижением давления и тем самым температуры во втором контуре.

В схеме рис. 8.13,*б* изменение давления пара во втором контуре воспринимается регулятором давления *5*, который с помощью регулятора *2* увеличивает мощность реактора. При этом выходная, а следовательно, и средняя температуры теплоносителя первого контура возрастают, перепад температур между первым и вторым контурами в парогенераторе увеличивается. Это приводит к росту генерации пара в парогенераторе, и при наличии интегральной составляющей в законе регулирования регулятора давления *5* давление во втором контуре возвратится к первоначальному уровню при новом положении регулирующих клапанов турбины.

Изменение заданной температуры $t_{ср}$ (или давления p_2) и мощности, отдаваемой блоком в энергосистему, осуществляется воздействием на задатчики *7* и *10* соответствующих регуляторов и на механизм управления турбиной *11*.

В качестве примера схемы, реализующей компромиссную программу (см. рис. 8.12,*в*), рассмотрим регулирование одной из АЭС (рис. 8.14). Оно представляет собой каскадное регулирование нейтронной мощности реактора, заданное значение которой определяется регулятором средней температуры теплоносителя первого контура *8*. Но в отличие от схемы рис. 8.13,*а* задание средней температуры, устанавливаемое регулятору *8* задатчиком *10*, меняется линейно в зависимости от нагрузки блока. В качестве сигнала, пропорционального мощности блока, использовано давление за регулирующей ступенью турбины. Для этой цели могут быть также применены сигналы по активной мощности турбо-

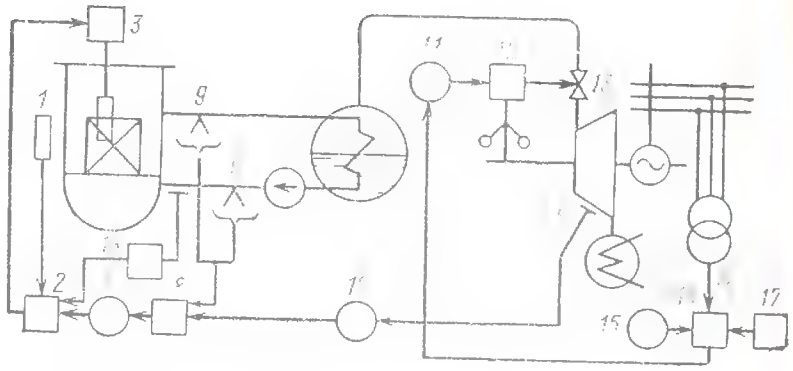


Рис. 8.14. Схема регулирования блока с реактором с водой под давлением, работающего по компромиссной программе:

Обозначения *1—13* те же, что и на рис. 8.13; *14* — регулятор мощности блока; *15* — задатчик регулятора мощности блока; *16* — дифференциатор; *17* — регулятор энергосистемы

генератора или расходу пара на турбину. Для демпфирования колебаний давления теплоносителя в первом контуре на регулятор мощности реактора с помощью дифференциатора *16* подается дополнительный импульс по производной давления. Наличие регулятора мощности блока *14*, получающего сигналы по мощности блока от задатчика *15* и от регулятора энергосистемы *17*, дает возможность блоку участвовать в статическом или астатическом регулировании частоты.

Каскадная схема регулирования средней температуры теплоносителя в первом контуре, заданное значение которой формируется пропорционально-интегральным регулятором давления пара во втором контуре, показана рис. 8.15. Регулятор средней температуры *8* непосредственно воздействует на приводы *3* регулирующих стержней реактора, меняя его мощность таким образом, чтобы сохранялось постоянное давление во втором контуре. Однако сигнал от регулятора давления на задатчик *10* поступает через блок ограничения, пропускающий его только при малых значениях мощности. Начиная с некоторой нагрузки, регулятор *8* поддерживает среднюю температуру теплоносителя постоянной. Таким образом, реализуется комбинированная программа с p_2=const при малых нагрузках и с $t_{ср}$=const при больших.

На рис. 8.16 показана многофункциональная система регулирования энергоблока ВВЭР-440 АЭС «Ловииса».

По условиям энергосистемы большую часть времени между перегрузками топлива энергоблок должен участвовать в регулировании графика нагрузки, изменяя свою мощ-

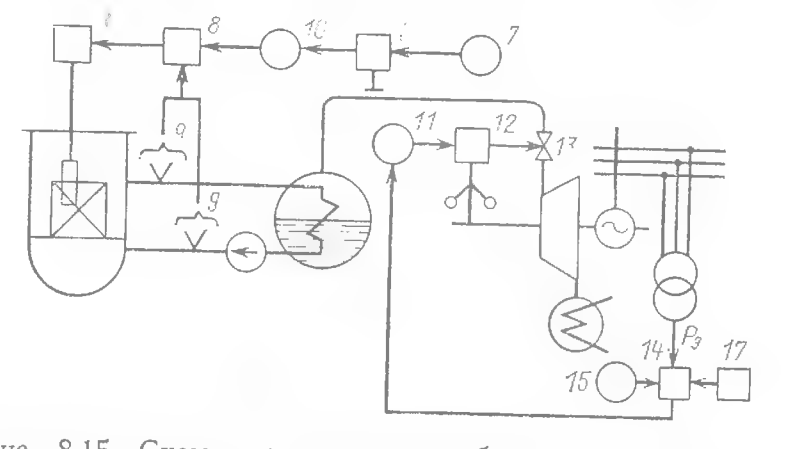


Рис. 8.15. Схема регулирования блока с реактором с водой под давлением, работающего по комбинированной программе.

Обозначения те же, что и на рис. 8.13 и 8.14.

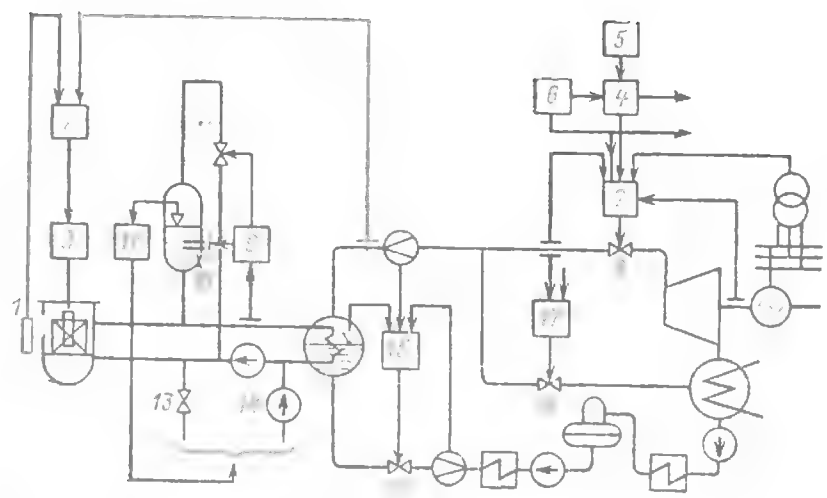


Рис. 8.16. Схема регулирования блока с реактором ВВЭР-440 АЭС «Ловиса»:

1 — ионизационная камера; *2* — регулятор мощности реактора; *3* — приводы регулирующих стержней; *4* — регулятор мощности блока; *5* — регулятор энергосистемы; *6* — устройство ограничения мощности блока; *7* — электрогидравлическая система регулирования; *8* — регулирующие клапаны турбины; *9* — регулятор давления компенсатора объема; *10* — нагреватели; *11* клапан впрыска; *12* — регулятор уровня компенсатора объема; *13* — сливной клапан; *14* — подпиточный насос; *15* — регулятор уровня парогенератора; *16* — регулирующий клапан питательной воды; *17* — регулятор максимального давления; *18* — БРУ-К

ность в диапазоне (0,5—1,0) $P_э^{ном}$ со средней скоростью (1—2) % $P_э^{ном}$/мин, а также в быстром регулировании системных параметров — частоты и перетоков активной мощности в диапазоне (0,8—1,0) $P_э^{ном}$, допуская изменения мощности на $\pm 0{,}05$ $P_э^{ном}$ с максимальной скоростью 0,2 $P_э^{ном}$/мин. Энергоблок может участвовать в первичном регулировании частоты сети со степенью неравномерности, изменяемой оперативно в диапазоне 2—10 %.

Для повышения надежности реактор и турбина имеют независимые регуляторы мощности. Для блока принята программа регулирования p_2=const, осуществляемая регулятором мощности реактора *2*, получающим сигналы по току ионизационных камер *1* и давлению пара во втором контуре и воздействующим на приводы *3* регулирующих стержней. При работе АЭС с постоянной мощностью реактора регулятор *2* поддерживает заданную нейтронную мощность реактора по току ионизационных камер.

Мощность блока устанавливается регулятором *4*, который получает задание от регулятора энергосистемы *5* и обеспечивает экономичное ее распределение между двумя турбинами блока с учетом относительных приростов расхода теплоты и имеющихся ограничений мощности блока и скорости ее изменения. Сигнал ограничения мощности блока вырабатывается устройством *6* в зависимости от состава оборудования, находящегося в работе (от числа турбин, питательных и главных циркуляционных насосов).

Непосредственно мощностью турбины на всех режимах работы управляет электрогидравлическая система регулирования *7*, более подробно рассмотренная в § 8.3.

Поддержание заданного давления теплоносителя в первом контуре осуществляется регулятором давления компенсатора объема *9*, который воздействует на семь групп нагревателей *10*, последовательно включающихся при падении давления ниже заданного и выключающихся при его увеличении. В диапазоне давлений выше определенного значения регулятор последовательно открывает (закрывает) четыре пары клапанов впрыска *11*.

Уровень в компенсаторе объема поддерживается регулятором *12*, задание которому зависит от средней температуры теплоносителя в первом контуре и вычисляется в специальном устройстве, не показанном на схеме. При превышении допустимого уровня открывается сливной клапан *13*, а при понижении включается подпиточный насос *14*.

Уровень в парогенераторе поддерживается трехимпульсным регулятором *15*, получающим сигналы по уровню в парогенераторе, расходам пара и воды и управляющим регулирующим клапаном *16* на подводе питательной воды.

При аварийном повышении давления пара во втором контуре, например при отключении генератора от сети или закрытии стопорных клапанов турбины, регулятор максимального давления *17* управляет сбросом пара в конденсатор. Клапан быстродействующей редукционной установки для сброса пара помимо турбины в конденсатор (БРУ-К) *18* начинает открываться при повышении давления до 4,8 МПа (нормальное давление 4,5 МПа); открытие его пропорционально отклонению давления. Клапан полностью открывается при давлении 5,2 МПа, время полного открытия 3,5 с.

Во всех рассмотренных схемах автоматического регулирования АЭС мощность блока менялась с помощью регулирования турбины с последующим приведением мощности ЯППУ в соответствие с потребностями турбины в паре. Некоторые современные схемы управления АЭС предусматривают общеблочное регулирование с параллельным изменением мощности турбогенератора и ЯППУ по отклонению частоты в энергосистеме или по заданной мощности.

Энергоблоки с реакторами РБМК

Сложность структуры энерговыделения реактора РБМК, работающего в режиме непрерывных перегрузок топлива, и особенно пространственная нестабильность энерговыделения, свойственная реакторам больших размеров, усложняют управление реактором.

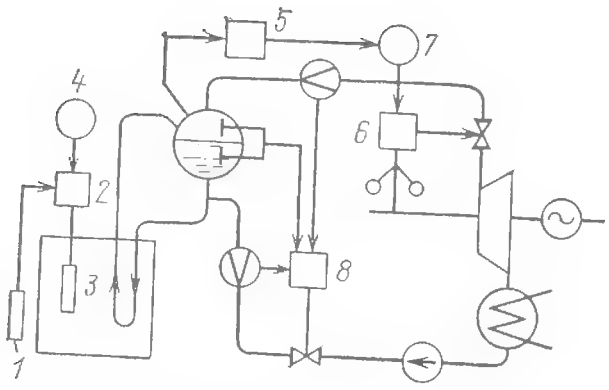


Рис. 8.17. Схема регулирования энергоблока с реактором РБМК:

1 — ионизационная камера; *2* — регулятор средней мощности реактора; *3* — регулирующие стержни; *4* — задатчик регулятора средней мощности реактора; *5* — регулятор давления в барабане-сепараторе; *6* — регулятор частоты вращения турбины; *7* — МУТ; *8* — регулятор уровня в барабане-сепараторе

К тому же по сравнению с корпусными канальные реакторы имеют, как правило, меньшее самовыравнивание.

Упрощенная принципиальная схема регулирования энергоблока с реактором РБМК для работы в базисном режиме показана на рис. 8.17. Так как активная зона реактора охлаждается кипящей водой, то для контроля энерговыделения не годятся методы, используемые в реакторах с однофазным теплоносителем, основанные на измерениях приращений температур и расходов в каналах. Поэтому контроль энерговыделения базируется на измерениях плотности нейтронного потока или интенсивности γ-излучения.

Средняя мощность реактора поддерживается регулятором *2*, работающим от ионизационных камер *1* и воздействующим на приводы соответствующей группы регулирующих стержней *3*. Кроме них, функционально выделены группы стержней, обеспечивающие регулирование объемного энерговыделения и компенсацию эффектов выгорания, отравления и т. п. На уровне мощности (0,0025—0,06) $P_э^{ном}$ работает один регулятор средней мощности. В диапазоне (0,06—1,0) $P_э^{ном}$ используются два регулятора, из которых один находится в работе, а другой — в резерве. Резервный регулятор автоматически включается в работу при отключении работавшего из-за неисправности. Предусмотрен непрерывный автоматический контроль исправности измерительных и исполнительных каналов. В случае обнаружения неисправности соответствующий канал отключается. Регулятор в целом сохраняет работоспособность при выходе из строя любого одного из четырех измерительных или исполнительных каналов.

Изменение средней мощности реактора достигается воздействием на задатчик *4* регулятора *2*.

Одним из основных регулируемых параметров энергоблока с реактором кипящего типа является давление пара в паровом контуре, поддерживаемое регулятором давления *5*, получающим импульс по давлению в барабане-сепараторе и воздействующим через механизм управления турбиной *7* регулятора частоты вращения турбины *6* на ее регулирующие клапаны.

Уровень воды в сепараторах регулируется трехимпульсным регулятором уровня *8* с сигналами по уровню и расходам пара и питательной воды. Для обеспечения минимальной разности уровней воды в соседних барабанах-сепараторах их водяные и паровые объемы соединяются несколькими перемычками.

В реакторе РБМК невозможен непосредственный контроль ряда параметров, в том числе связанных с обеспечением безопасности работы АЭС, например энерговыделения и запаса до кризиса теплосъема в топливных кассетах, температуры графитовой кладки в каждой ячейке реактора и т. п. Эти параметры контролируются косвенно на основе оперативных расчетов, проводимых ЭВМ системы централизованного контроля «Скала», использующей в свою очередь результаты более сложных расчетов, периодически проводимых на внешней ЭВМ.

Регулирование блоков АЭС с реакторами на быстрых нейтронах

Регулирование АЭС с реакторами на быстрых нейтронах рассмотрим (рис. 8.18) на примере установки БН-600 (третий блок Белоярской АЭС). Здесь, как и во всех других эксплуатируемых энергетических реакторах на быстрых нейтронах, в качестве теплоносителя используется жидкий натрий. Особенностями установки являются наличие промежуточного контура, большой подогрев теплоносителя в активной зоне, высокие параметры пара, использование прямоточных парогенераторов.

Программа регулирования блока показана на рис. 8.19. В диапазоне малых нагрузок (до 0,25 $P_э^{ном}$) расходы теплоносителя в первом и втором контурах постоянны и, следовательно, разности температур теплоносителя пропорциональны мощности. При бо́льших мощностях расходы теплоносителя в обоих контурах регулируются пропорционально мощности. При выбранных зависимостях расходов и температур от мощности обеспечивается постоянство температуры как свежего пара, так и промежуточного перегрева, причем последняя не регулируется.

Регулятор мощности реактора *3* (рис. 8.18) получает импульс по температуре теплоноси-

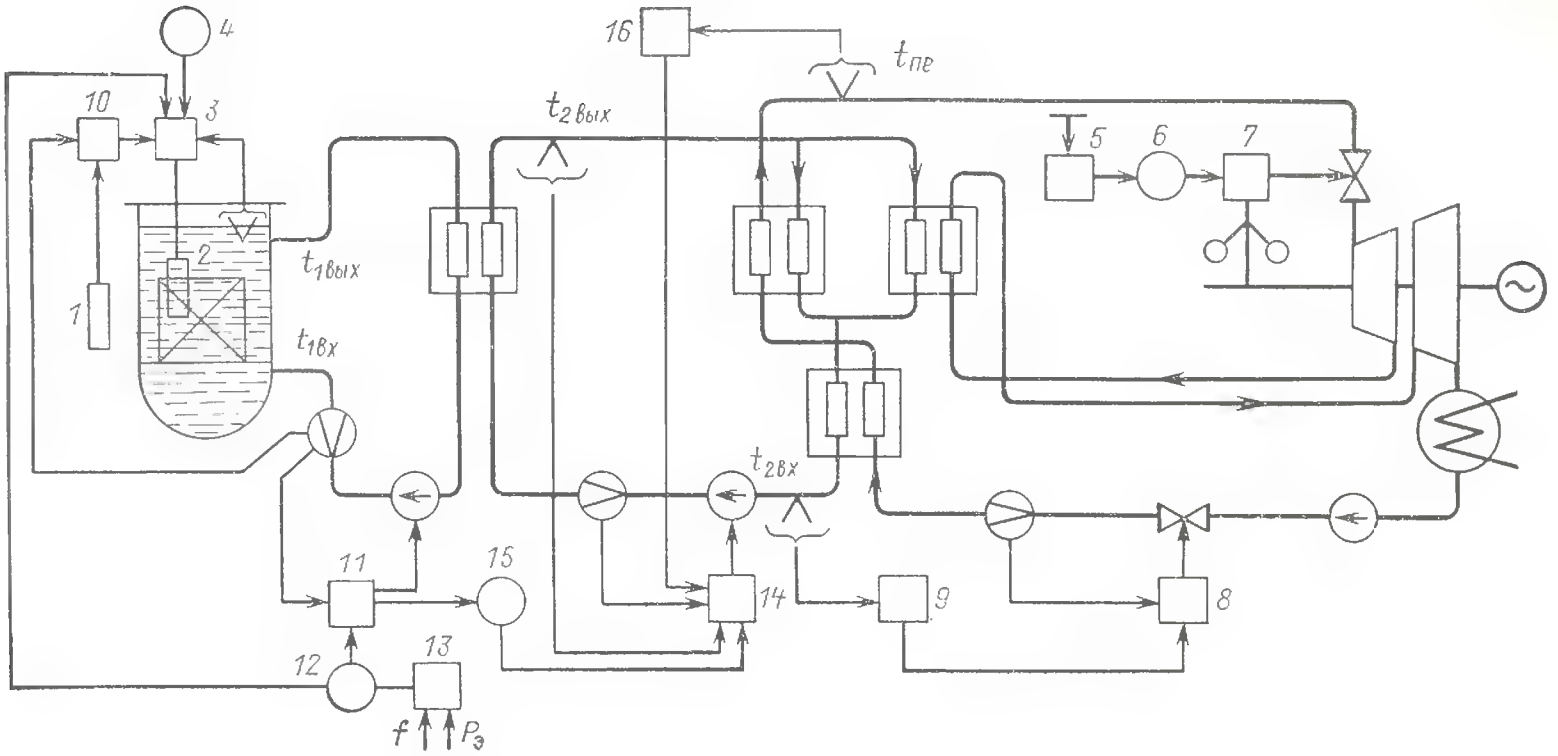


Рис. 8.18. Схема регулирования блока с реактором на быстрых нейтронах:

1 — ионизационная камера; *2* — регулирующий стержень; *3* — регулятор мощности реактора; *4* — задатчик регулятора мощности реактора; *5* — регулятор давления пара «до себя»; *6* — МУТ; *7* — регулятор частоты вращения турбины; *8* — регулятор расхода теплоносителя третьего контура; *9* — корректирующий регулятор температуры теплоносителя второго контура; *10* — дифференциатор; *11* — регулятор расхода теплоносителя первого контура; *12* — общий задатчик регулятора мощности реактора и регулятора расхода теплоносителя первого контура; *13* — регулятор мощности блока; *14* — регулятор расхода теплоносителя второго контура; *15* — динамическая связь; *16* — корректирующий регулятор температуры перегретого пара

теля на выходе из реактора, а также через дифференциатор *10* сигналы по току ионизационной камеры *1* и по расходу теплоносителя через реактор.

Расход теплоносителя первого контура регулируется по каждой петле в отдельности регуляторами расхода *11*, задание которым устанавливается либо общим задатчиком *12*, либо регулятором мощности блока *13*, получающим сигналы по отклонениям частоты и мощности. При изменении мощности блока задатчик *12*, воздействуя на регулятор *3*, меняет заданное ему значение выходной температуры теплоносителя первого контура.

Регуляторы расхода теплоносителя второго контура *14* получают импульсы по расходу и температуре теплоносителя второго контура на выходе из теплообменника. Для улучшения динамики регулирования на регулятор *14* также поступают опережающий сигнал по расходу первого контура через динамическую связь *15* и сигнал от корректирующего регулятора *16* температуры перегретого пара.

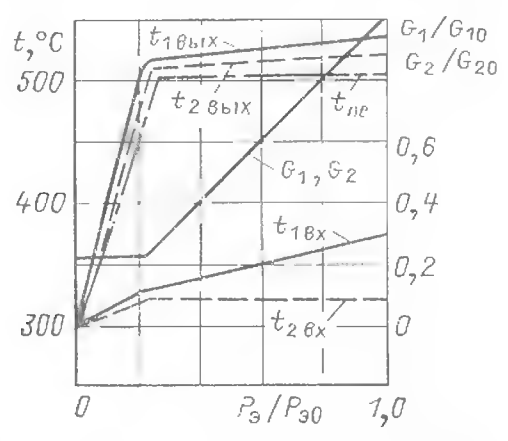


Рис. 8.19. Программа регулирования блока с реактором на быстрых нейтронах БН-600

Подача питательной воды в парогенератор управляется регулятором расхода *8*, задание которому изменяется корректирующим регулятором *9*, поддерживающим постоянной температуру теплоносителя на выходе из парогенератора. Регулирование давления пара перед турбиной осуществляет регулятор давления «до себя» *5*, воздействующий через механизм управления турбиной *6* на ее регулирующие клапаны.

8.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ И ЗАЩИТА ТУРБИН АЭС

Гидравлическое регулирование турбин насыщенного пара ХТЗ

Принципиальная схема контура регулирования частоты вращения турбины К-500-65/3000, предназначенной для работы с реактором РБМК-1000, показана на рис. 8.20. Основными особенностями регулирования являются: использование в качестве датчика частоты вращения центробежного масляного насоса (импеллера), приводимого непосредственно от ротора турбины; наличие двух каскадов усиления — проточного и отсечного; применение гидравлических прямых и об-

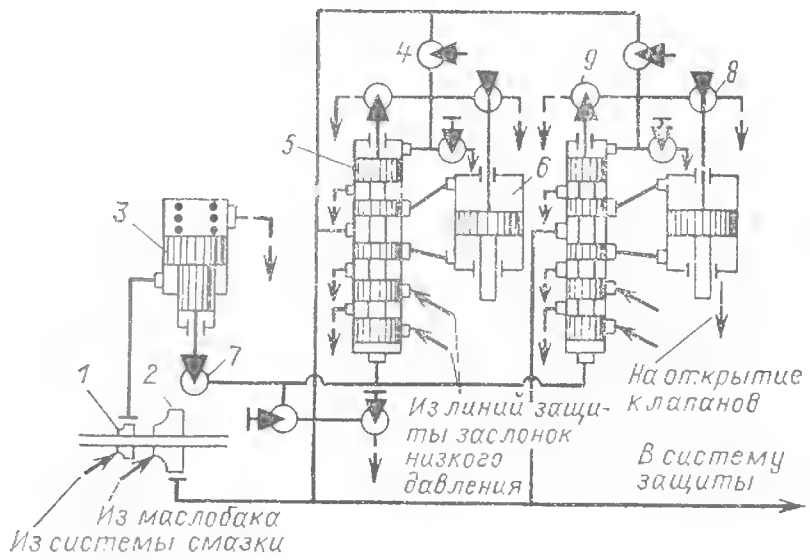


Рис. 8.20. Принципиальная схема контура регулирования частоты вращения турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — импеллер; *2* — главный масляный насос; *3* — регулятор частоты вращения; *4* — настроечный дроссель; *5* — отсечный золотник; *6* — главный сервомотор; *7* — сечение, управляемое регулятором частоты вращения; *8* — сечение обратной связи главного сервомотора; *9* — сечение самовыключения отсечного золотника

ратных связей и отсутствие рычажно-шарнирных передач во всей цепи до главного сервомотора; полная компенсированность схемы, обеспечивающая независимость положения регулирующих органов от давления источника питания как в статике, так и в динамике.

Конструкция парораспределения турбины определяется значительными объемными расходами пара и сравнительно невысокими его параметрами, требующими больших размеров клапанов и паропроводов.

Для уменьшения динамического заброса частоты вращения ротора после сброса полной нагрузки с отключением генератора от сети (см. § 8.5) на ресиверах, подводящих пар к ЦНД турбин от сепараторов-пароперегревателей, установлены поворотные отсечные заслонки, которые поворачиваются односторонними пружинными сервомоторами.

Система защиты построена по общепринятым принципам — полная независимость от системы регулирования, дублирование наиболее важных элементов и возможность периодической проверки в процессе эксплуатации без отключения турбины от сети. Особенности одноконтурной схемы АЭС требуют использования дистанционных средств контроля и управления, поскольку проведение этих операций по месту невозможно или нежелательно.

Детальная схема регулирования и защиты турбины К-500-65/3000 представлена на рис. 8.21. Система регулирования предназначена для поддержания частоты вращения ротора турбоагрегата.

Насосная группа, образованная импеллером *13* и главным масляным насосом *12*, располагается в корпусе переднего подшипника. Масло к насосам подается самотеком из напорного бака системы смазки, установленного на такой высоте в машинном зале, что обеспечивается давление во всасывающих камерах насосов около 100 кПа.

Сигнал от датчика частоты вращения (импеллера) воспринимается всережимным поршневым регулятором частоты вращения *4*, вступающим в работу при частоте вращения примерно $n = 7 \div 8$ 1/с. При пуске турбины регулятор поддерживает частоту вращения, задаваемую командами оператора, автомата пуска или управляющей ЭВМ.

Проточный золотник регулятора изменяет слив масла из линии первого усиления переменного давления, управляющей двумя двусторонними главными сервомоторами регулирующих клапанов *3*. Усилие от давления масла в линии первого усиления на нижний торец отсечного золотника главного сервомотора уравновешивается давлением масла на его верхний торец в линии обратной связи, управляемой конусом самовыключения отсечного золотника и конусом обратной связи сервомотора. Подвод масла в линии первого усиления и обратной связи осуществляется через настроечные дроссели.

Ввод в систему регулирования быстродействующих сигналов от автоматики энергосистемы осуществляется через электрогидравлический преобразователь (ЭГП) *5*. Поступающие на ЭГП электрические сигналы воспринимаются электромеханическим преобразователем, определяющим перемещение следящего поршня отсечного золотника сервомотора, охваченного жесткой обратной связью.

Четыре поворотные заслонки пароперегрева *7* управляются попарно отсечными золотниками главных сервомоторов. Для этого на каждом отсечном золотнике выполнено по два дополнительных поршенька, перекрывающих сливные окна из линий и управляющих выключателями заслонок. Перекрыша на окнах выбрана с таким расчетом, что окна открываются, когда отсечные золотники проходят около трети своего максимального смещения в сторону закрытия клапанов, при этом заслонки, нормально полностью открытые, закрываются. Импульс, достаточно сильный для того, чтобы заслонки начали закрываться, поступает от регулятора частоты вращения при больших сбросах нагрузки с отключением турбогенератора от сети или от автоматики энергосистемы через ЭГП. В этих случаях закрытие заслонок обеспечивает резкое снижение мощности турбины. Так как стопорные клапаны должны оставаться открытыми, то линии, управляющие заслонка-

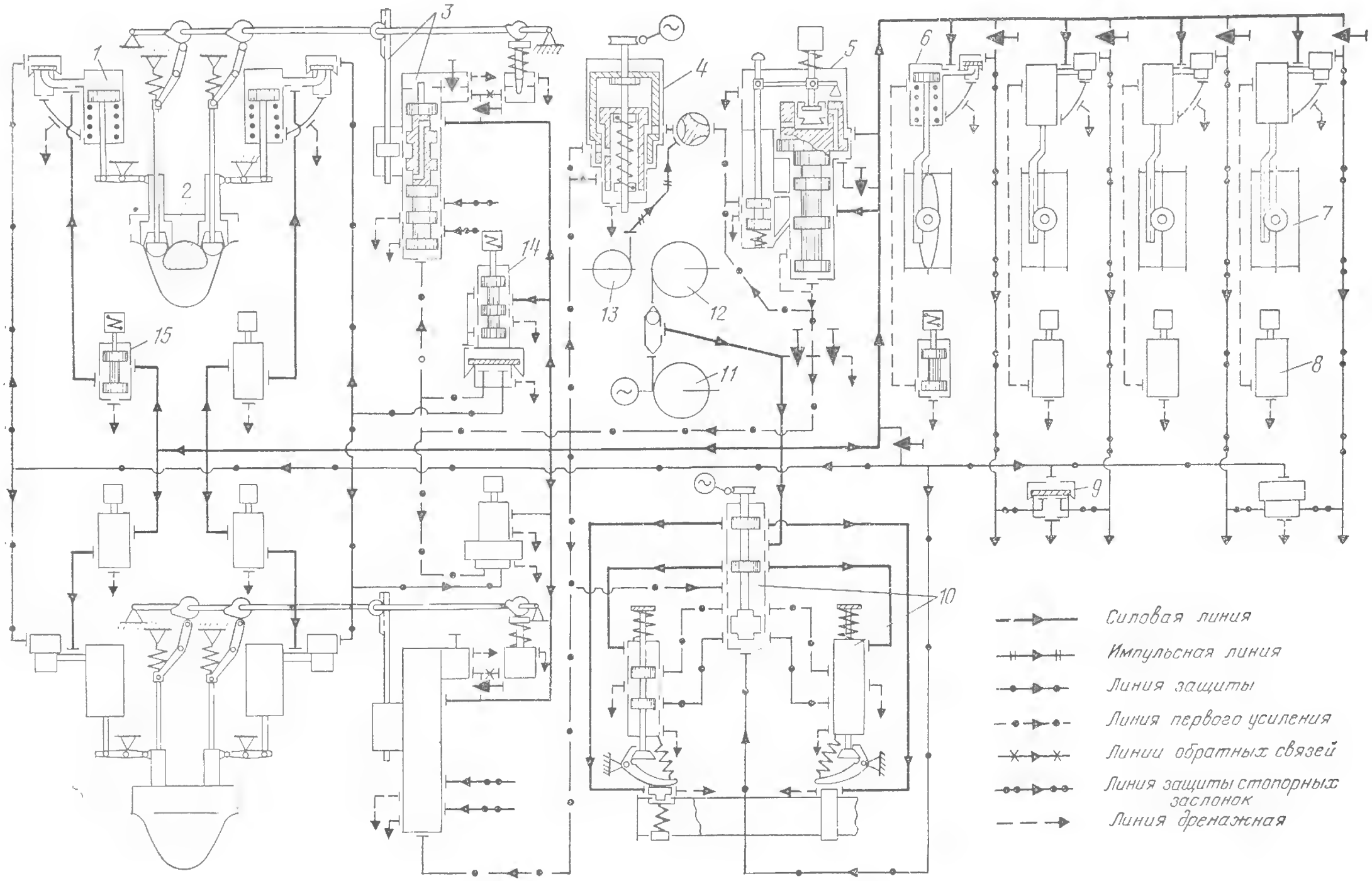


Рис. 8.21. Схема регулирования и защиты турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — сервомотор стопорного клапана; *2* — блок стопорно-регулирующих клапанов; *3* — главный сервомотор с отсечным золотником; *4* — регулятор частоты вращения; *5* — ЭГП; *6* — сервомотор заслонки промперегрева; *7* — заслонка промперегрева; *8* — расхаживающее устройство; *9* — мембранный разделитель; *10* — блок золотников автомата безопасности; *11* — пусковой масляный насос; *12* — главный масляный насос; *13* — импеллер; *14* — защитное устройство; *15* — расхаживающее устройство

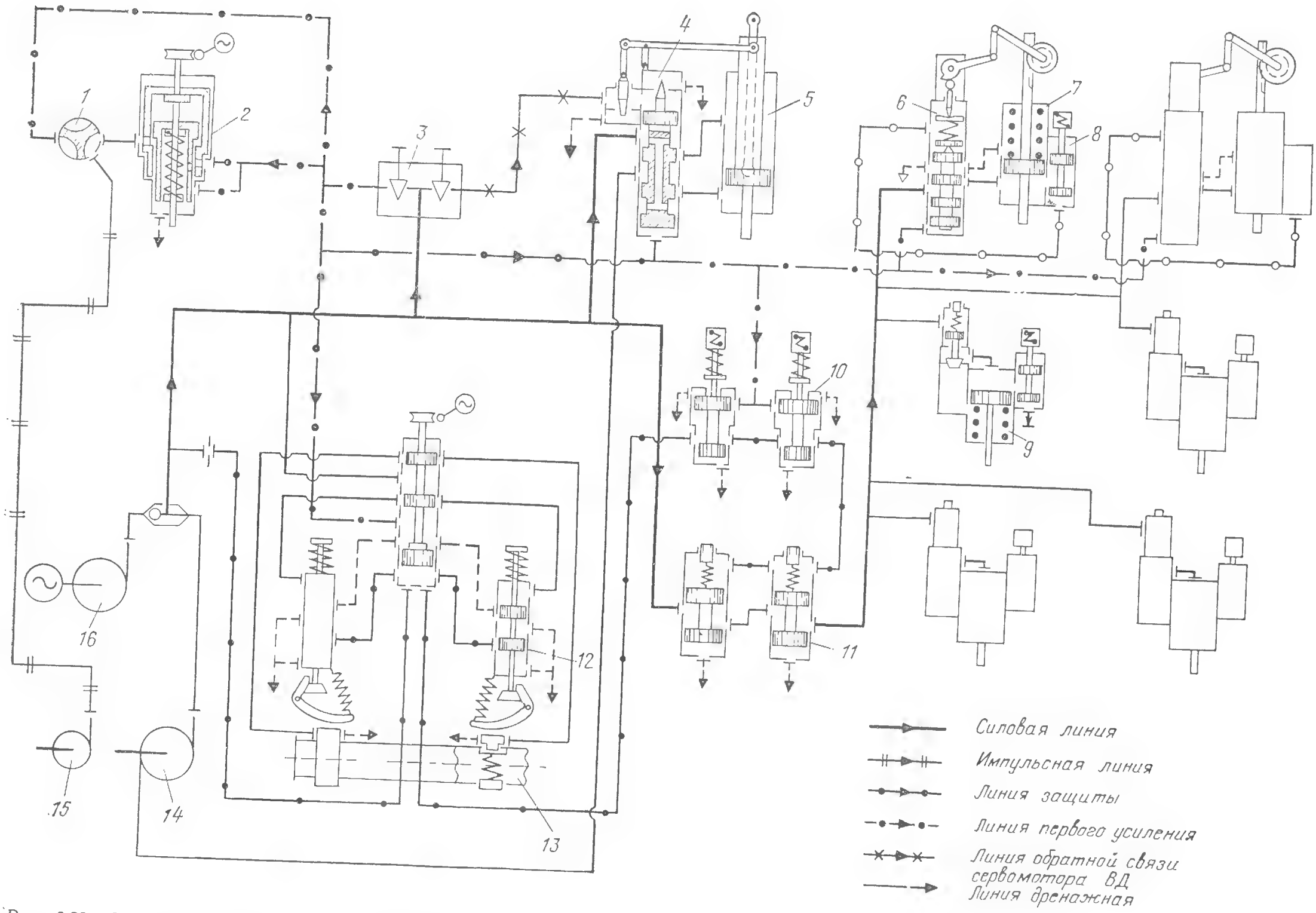


Рис. 8.22. Схема регулирования и защиты турбины К-220-44-2 ХТЗ:

1 — разгонное устройство; *2* — регулятор частоты вращения; *3* — блок настроечных дросселей; *4* — отсечный золотник; *5* — главный сервомотор; *6* — отсечный золотник; *7* — сервомотор заслонки промперегрева; *8* — расхаживающее устройство; *9* — сервомотор стопорного клапана; *10* — защитный золотник с электромагнитом; *11* — промежуточный золотник защиты; *12* — блок золотников автомата безопасности; *13* — автомат безопасности; *14* — главный масляный насос; *15* — импеллер; *16* — пусковой масляный насос

ми, отделены от линии защиты двумя мембранными разделителями *9*.

При работе системы регулирования после сброса нагрузки стопорные клапаны остаются открытыми, а регулирующие клапаны и заслонки промперегрева сначала закрываются, а при последующем снижении частоты вращения начинают открываться, причем сначала заслонки, а затем клапаны. Заслонки открываются полностью, а регулирующие клапаны — частично в соответствии с сигналами регулятора частоты вращения, поддерживая холостой ход турбины.

Применение двух мембранных разделителей, каждый из которых управляет двумя заслонками, предотвращает возможность закрытия всех заслонок одновременно при незакрытых регулирующих или стопорных клапанах. Опасность такой ситуации обусловлена относительно малой пропускной способностью предохранительного клапана на линии промперегрева (20—25% полного расхода пара). Для дополнительной защиты линии промперегрева от недопустимого повышения давления в ней в систему защиты введено два электрических сигнала, воздействующих на электромагниты защитных устройств *14*. Первый, так называемый сигнал по несоответствию открытия клапанов, подается, когда при всех закрытых заслонках промперегрева не закрыт хотя бы один регулирующий клапан. Второй сигнал подается реле давления при повышении до опасного уровня давления пара в холодной нитке пароперегревателя.

Система защиты турбины, имеющая свои собственные датчики, промежуточные усилители и исполнительные органы, полностью независима от системы регулирования. Традиционные золотниковые элементы системы защиты заменены мембранными, как наиболее надежными благодаря отсутствию сил трения и большим перестановочным усилиям. На мембранных элементах выполнены выключатели сервомоторов стопорных клапанов и заслонок промперегрева, промежуточные разделители и защитные устройства с электромагнитами. Линия защиты образована тупиковым ответвлением от напорной линии.

Защита турбины от недопустимого повышения частоты вращения ротора осуществляется двумя автоматами безопасности. При срабатывании любого из них смещается соответствующий золотник автомата безопасности, открывающий слив масла из линий защиты и первого усиления. Падение давления в линии первого усиления вызывает закрытие регулирующих клапанов и заслонок промперегрева, а снижение давления в линии защиты приводит к срабатыванию мембранных выключателей сервомоторов стопорных клапанов, которые под действием своих пружин закрываются. Кроме того, падение давления в линии защиты вызывает срабатывание мембранных разделителей *9*, открывающих дополнительный слив из линии защиты заслонок промперегрева, ускоряя тем самым их закрытие.

Для периодической проверки работоспособности и расхаживания кольцевых бойков автоматов безопасности без повышения частоты вращения предусмотрена возможность поочередного опробования их при работе турбины под нагрузкой подводом масла от специального золотника во внутренние полости колец. При этом золотник проверяемого автомата безопасности отключается от линии защиты, чтобы срабатывание бойка и золотника не привело к закрытию клапанов.

Защита от недопустимого осевого сдвига ротора производится бесконтактным электроиндукционным реле (не показанным на рис. 8.21), сигналы которого подаются на электромагниты защитных устройств *14*. Сюда же поступают сигналы от электрических реле давления, защищающих турбину от недопустимого снижения давления в системе смазки. Срабатывание любого из защитных устройств *14* приводит к закрытию всех паро-запорных органов.

Стопорные клапаны и заслонки промперегрева, полностью открытые при нормальной работе, периодически поочередно расхаживаются на полный ход с помощью дистанционно управляемых со щита расхаживающих устройств *8* и *15* с электромагнитным приводом. Эти же устройства дают возможность произвести расхаживание по месту от руки.

Схема регулирования и защиты турбины К-220-44-2, представленная на рис. 8.22, имеет много общего со схемой турбины К-500-65/3000. Кроме ряда схемных решений одинаковы также и некоторые важнейшие узлы, в частности всережимный регулятор частоты вращения, ЭГП, автоматы безопасности с блоком золотников и др. Идентичны системы маслоснабжения.

В конструктивном отношении наибольшие отличия по сравнению с турбиной К-500-65/3000 имеются в промежуточных усилителях системы защиты, выполненных золотниковыми, а не на мембранах.

По-иному выполнено и управление поворотными заслонками промперегрева. Как и в турбине К-500-65/3000, они управляются как системой защиты, так и системой регулирования. Это обеспечивает надежное удержание турбины на холостом ходу после сброса полной нагрузки с отключением турбогенератора от сети. Но если в турбине К-500-65/3000 за-

слонки находятся под воздействием отсечных золотников главных сервомоторов регулирующих клапанов *3*, то в турбине К-220-44-2 они управляются непосредственно регулятором частоты вращения *2* через линию первого усиления переменного давления. Так как заслонки промперегрева при нормальной работе, начиная примерно с нагрузки 0,3 $P_э^{ном}$, полностью открыты, то отсечные золотники *6* сервомоторов этих заслонок выполнены без гидравлической компенсации, что позволило не увеличивать расход масла на дополнительные сливы из импульсных линий.

Усилие от давления масла в линии первого усиления воспринимается в этих золотниках пружинами, осуществляющими функции внутренней обратной связи и одновременно передающими на золотники воздействие обратной связи сервомоторов. Также несколько по-иному, чем в турбине К-500-65/3000, выполнено управление системой защиты своими исполнительными органами — сервомоторами стопорных клапанов и заслонок промперегрева. При срабатывании любого из двух автоматов безопасности *13* смещается соответствующий золотник автомата, открывающий слив масла из линий защиты и первого усиления. Падение давления в линии первого усиления вызывает закрытие регулирующих клапанов и заслонок промперегрева, а снижение давления в линии защиты приводит к срабатыванию двух параллельно работающих защитных золотников *10*, открывающих дополнительный слив из линии первого усиления и ускоряющих тем самым закрытие регулирующих клапанов и заслонок. Кроме того, падение давления в линии защиты вызывает смещение двух параллельно включенных промежуточных золотников *11*, которые отсекают подачу масла из напорной линии в линию, управляющую односторонними сервомоторами стопорных клапанов, и сообщают ее со сливом. Под действием своих пружин срабатывают выключатели этих сервомоторов, и они закрываются.

Электрогидравлическое регулирование турбин ХТЗ для АЭС с реакторами ВВЭР

Недостатки гидравлических систем регулирования—большой расход рабочей жидкости, ограниченные возможности повышения быстродействия и чувствительности, а также требования повышения маневренности мощных турбин и реализации сигналов противоаварийной автоматики энергосистем обусловили создание электрогидравлических систем регулирования.

Для управления турбинами К-220-44 АЭС «Ловииса» разработана электрогидравлическая система регулирования (ЭГСР), блок-схема которой показана на рис. 8.23. Система регулирования осуществляет подъем и снижение нагрузки турбогенератора в соответствии с

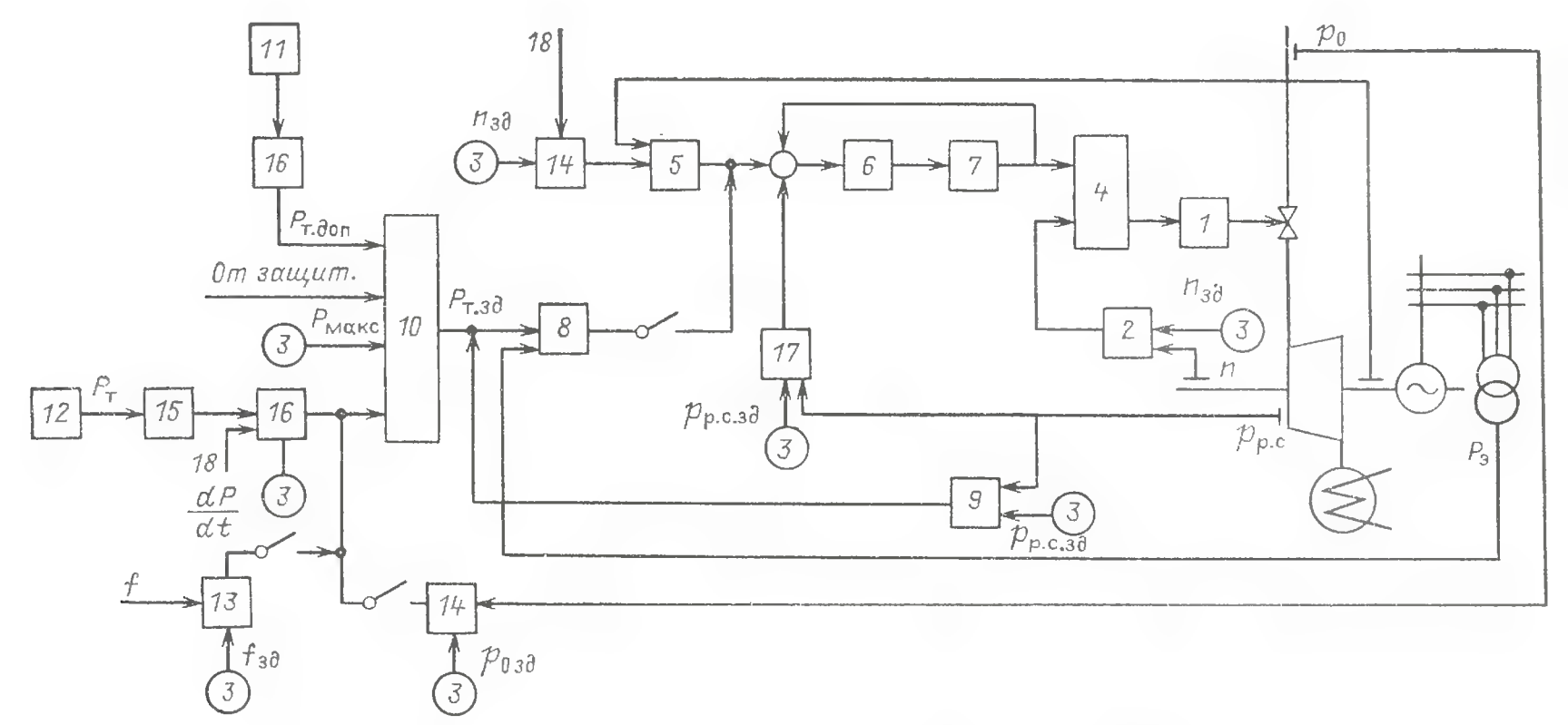


Рис. 8.23. Электрогидравлическая система регулирования турбины К-220-44 АЭС «Ловииса»:

1 — гидравлический сервомотор; *2* — регулятор частоты вращения турбины; *3* — задатчик; *4* — выделитель минимального сигнала; *5* — электрический регулятор частоты вращения турбины; *6* — регулятор положения регулирующих клапанов; *7* — ЭГП; *8* — регулятор мощности турбины; *9* — предельный регулятор давления; *10* — выделитель минимального сигнала; *11* — устройство ограничения мощности турбины; *12* — регулятор мощности блока; *13* — корректор частоты; *14* — регулятор давления свежего пара перед турбиной; *15* — устройство памяти уставки; *16*—ограничитель скорости изменения сигнала; *17* — ограничитель давления в камере регулирующей ступени; *18* — сигнал от вычислителя термических напряжений в корпусе турбины

программой пуска и остановки, отработку заданий на изменение мощности, поступающих от регулятора мощности блока или вводимых вручную, автоматическое ограничение скорости изменения мощности, автоматическую разгрузку турбины для поддержания технологических параметров в допустимых пределах и обеспечения безопасной работы оборудования.

Система регулирования состоит из электрической и гидравлической частей. Гидравлическая часть включает гидравлический сервомотор *1* для перемещения регулирующего клапана турбины и пропорциональный регулятор частоты вращения турбины *2*, который при выходе из строя электрической части может работать автономно, обеспечивая безопасную работу турбины.

Регулятор положения регулирующих клапанов *6* совместно с ЭГП *7* образуют следящую систему, устанавливающую регулирующие клапаны турбины в положение, определяемое входными сигналами. На вход регулятора положения поступают сигналы от регуляторов частоты вращения и мощности, ограничителя давления в камере регулирующей ступени *17* и обратной связи по положению ЭГП.

Электрический регулятор частоты вращения *5* осуществляет разворот турбины при пуске в заданном темпе с учетом ограничений, зависящих от термических напряжений в корпусе турбины, вычисляемых внешним устройством, не входящим в состав ЭГСР. Регулятор отключается после включения генератора в сеть и набора минимальной нагрузки и вновь автоматически включается в работу при отключении генератора от сети.

Управление турбиной в нормальных эксплуатационных режимах осуществляется регулятором мощности турбины *8*. На вход регулятора поступают сигналы фактической электрической мощности $P_э$, заданной мощности $P_{т.зд}$ и корректирующий сигнал от предельного регулятора давления в камере регулирующей ступени *9*. Сигнал заданной мощности образуется с помощью выделителя минимума *10*, который сравнивает сигналы от ручного задатчика максимальной мощности турбины $P_{макс}$, от устройства ограничения мощности турбины $P_{т.доп}$ *11*, от защит турбины, от регулятора мощности блока *12*. Сигнал $P_т$ на входе в выделитель минимума *10* суммируется с сигналами от корректора частоты *13* и регулятора давления свежего пара перед турбиной *14*. Корректор частоты изменяет мощность турбины по статической характеристике в соответствии с отклонением частоты в сети. В корректор можно ввести зону нечувствительности. В этом случае изменение мощности будет производиться только при отклонениях частоты за пределы зоны.

Между регуляторами мощности энергоблока и турбины включены устройство памяти уставки *15* для безударного перехода с автоматического на ручной режим управления турбиной и ограничитель скорости изменения уставки *16*. Скорость изменения уставки по мощности выбирается минимальной сравнением сигналов от ручного задатчика и от вычислителя термических напряжений в корпусе турбины. Этим реактор и турбина защищаются от перегрузки или недопустимой скорости изменения мощности. После включения генератора в сеть нагружение до минимальной мощности производится электрическим регулятором частоты вращения заданием ему уставки выше номинальной частоты вращения. Дальнейший подъем нагрузки производится ручным управлением через регулятор мощности. Как только фактическая мощность достигнет значения, задаваемого регулятором мощности блока, становится возможным переход на автоматическое управление.

Регулятор давления свежего пара *14* может работать в одном из трех режимов:

поддержания постоянного давления пара перед турбиной, если возникает необходимость длительной работы энергоблока с неизменной мощностью, когда реактор управляется регулятором нейтронной мощности;

снижения мощности турбины при падении давления перед ней до 4,0—4,2 МПа пропорционально отклонению давления от номинального;

аварийного поддержания давления свежего пара на минимально допустимом уровне путем разгрузки турбины до необходимого значения при падении давления перед турбиной ниже 3,5 МПа.

Автоматизированные системы управления турбин ХТЗ

Начиная с турбины К-500-60/1500 блока № 5 НВАЭС, ХТЗ оснащает выпускаемые им турбины автоматизированными системами управления (АСУТ).

Автоматизированная система управления АСУТ-500 для турбины К-500-60/1500 состоит из:

системы дискретного управления (СДУ), обеспечивающей автоматическое от регулятора высшего уровня или ручное дистанционное управление функциональными группами;

электрогидравлической системы регулирования (ЭГСР), обеспечивающей автоматическое управление и оптимизацию процессов в период пуска, разворота (остановки) и нагружения (разгружения), работу турбины в лю-

бом из заданных режимов, а также связи с внешними системами.

Турбина наряду с ЭГСР оснащена традиционной механогидравлической системой регулирования (ГСР). Переключение с работающей ЭГСР на резервную ГСР происходит по команде оператора или автоматически в случае возникновения неисправностей и нарушения нормального функционирования ЭГСР. Перевод с ГСР на ЭГСР производится оператором. На ЭГСР возлагается реализация следующих функций и эксплуатационных режимов:

автоматический разворот турбины по командам СДУ. В процессе разворота контролируются основные тепломеханические параметры: разность температур «верх—низ» в четырех точках ЦВСД, относительное расширение ротора ЦВСД, абсолютное расширение ротора ЦНД, разность температур по фланцу ЦВД при нагружении и разгружении, вибрация подшипников. При отклонении параметров от нормы СДУ формирует команды на остановку турбины при условии, что частота вращения находится в диапазоне от 0 до 10 1/с, или на снижение частоты вращения до 10±0,4 1/с, если она находится в диапазоне от 10 до 25 1/с. В случае превышения контролируемых параметров при работе на 10 или на 25 1/с СДУ увеличивает выдержку времени на этой частоте вращения до тех пор, пока контролируемые показатели не войдут в норму;

поддержание частоты вращения на холостом ходу с точностью ±0,2%;

разгон турбины для проверки автоматов безопасности;

автоматический набор и снижение мощности до величины, задаваемой оператором, по закону, определяемому из условий тепломеханического состояния турбины. Управляющим параметром служит температура металла поверхности фланца горизонтального разъема наружного корпуса ЦВД в зоне подвода свежего пара;

поддержание частоты сети по статической характеристике «частота—мощность» с номинальной степенью неравномерности регулирования 4,5±0,5% и возможностью ее изменения в диапазоне 1,5—10%; нечувствительность по частоте составляет 0,06% номинальной частоты;

комбинированный режим поддержания частоты и мощности, при котором турбина принимает участие в первичном регулировании частоты сети, а затем мощность турбины возвращается к прежнему значению;

поддержание давления пара перед турбиной на заданном уровне с нулевой неравномерностью (режим РД1);

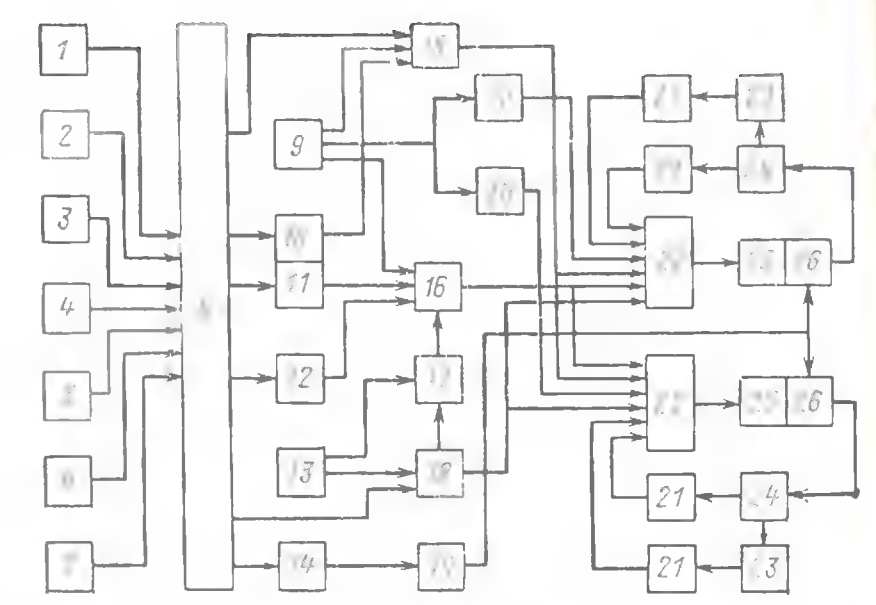


Рис. 8.24. Функциональная схема электрогидравлического регулирования турбины К-500-60/1500 ХТЗ:

1 — электрический датчик частоты вращения; *2* — трансформатор тока; *3* — трансформатор напряжения; *4* — датчик температуры; *5* — датчик давления пара перед турбиной; *6* — датчик давления в линии первого усиления; *7* — датчик силового давления; *8* — стойка согласующих устройств; *9* — панель оперативного управления; *10* — устройство формирования задания по частоте; *11* — устройство формирования задания по мощности; *12* — преобразователь активной мощности; *13* — кон неоперативного управления; *14* — регулятор соотношения давлений; *15* — регулятор частоты; *16* — регулятор мощности; *17* — регулятор давления в режиме РД2; *18* — регулятор давления в режиме РД1; *19* — механизм управления турбиной; *20* интегратор; *21* — датчик положения; *22* — усилитель суммирующий исполнительный; *23* — сервомотор; *24* — отсечный золотник; *25* — ЭГП; *26* — переключающее устройство

поддержание давления пара перед турбиной по статической характеристике «давление—мощность» в случае снижения давления ниже заданной уставки со степенью неравномерности 10% и возможностью изменения этой величины от 5 до 20% (режим РД2);

расхаживание регулирующих клапанов свежего пара и отсечных клапанов промперегрева;

управление турбиной при сбросе нагрузки для предотвращения динамического повышения частоты вращения более чем на 9% номинальной и обеспечения перевода турбины на холостой ход при номинальной частоте вращения за время не более 3—5 мин;

ограничение мощности при отказах технологического оборудования турбоустановки [снижение температуры пара перед ЦСД, отключение одного из конденсатных насосов, отключение автомата гашения поля (АГП) генератора].

Кроме перечисленных функций ЭГСР обеспечивает:

полуавтоматическое и ручное управление;

автоматический переход с ЭГСР на ГСР при отказах ЭГСР без изменения нагрузки блока благодаря автоматической уставке ГСР в положение, соответствующее режиму работы турбины с ЭГСР;

формирование информационных сигналов регулятору мощности реактора;

реализацию команд противоаварийной автоматики.

Функциональная схема ЭГСР представлена на рис. 8.24. В качестве датчиков в ней используются электрический датчик частоты вращения *1*—трехфазный генератор, установленный на валу турбины, с частотой выходного напряжения 750 Гц при номинальной частоте вращения, трансформаторы тока *2* и напряжения *3*, которые служат для формирования сигнала текущей мощности на зажимах генератора, датчики температуры *4* и давления *5—7*.

Все пусковые режимы—разворот, поддержание частоты вращения на холостом ходу, разгон турбины для проверки автоматов безопасности, синхронизация, а также режим поддержания частоты сети и режим сброса нагрузки обеспечиваются регулятором частоты *15*. При автоматическом развороте с помощью устройства формирования задания по частоте *10* выбирается одна из трех программ в зависимости от теплового состояния турбины. В остальных режимах регулятор частоты находится в «стерегущем» режиме и автоматически вступает в работу при отклонении частоты сети на $\pm 1\%$.

С помощью регулятора мощности *16* выполняются ручное и автоматическое нагружение турбины, поддержание заданной мощности с нулевой неравномерностью и изменение мощности по статической характеристике «мощность—давление» в случае падения давления пара ниже заданной уставки. При этом поправка к заданию мощности, пропорциональная отклонению давления, формируется регулятором давления *17*, работающим в режиме РД2. Допустимое значение мощности по условиям теплового состояния турбины определяется устройством формирования задания по мощности *11*. Если текущее значение мощности равно или больше допустимого, автоматический набор мощности прекращается.

Регулятор давления *18* при работе в режиме РД1 обеспечивает поддержание заданной величины давления пара перед турбиной с нулевой неравномерностью и точностью $\pm 0{,}15$ МПа.

Регулятор соотношения давлений *14* обеспечивает безударность автоматического переключения с ЭГСР на ГСР при отказе электрогидравлической системы регулирования с изменением текущей мощности не более чем на 5% номинальной. Для этого давление в линии первого усиления гидравлической системы регулирования поддерживается соответствующим выходному сигналу ЭГСР. Исполнительным органом регулятора соотношения давлений является механизм управления турбиной *19*.

Измерение и передача сигналов, их преобразование, а также формирование управляющего воздействия для гидравлических исполнительных механизмов выполняются электронной частью ЭГСР. В качестве согласующих элементов между электронной и гидравлическими частями ЭГСР используются электрогидравлические преобразователи (ЭГП) *25*. На каждом сервомоторе установлен индивидуальный ЭГП. Обратные связи по положению отсечных золотников *24* и сервомоторов *23* формируются с помощью электрических датчиков положения *21*. Переход на резервную гидравлическую систему регулирования при отказе ЭГСР осуществляется с помощью переключающего устройства *26*, которое подсоединяет к гидравлической линии первого усиления вместо выхода ЭГП выход гидравлического регулятора частоты вращения. Переключающее устройство конструктивно объединено с ЭГП.

Электронная часть ЭГСР выполнена трехканальной по схеме «два из трех». В ЭГСР предусмотрена возможность поочередного расхаживания регулирующих клапанов в течение 40—60 с воздействием на интеграторы *20* с панели оперативного управления *9*.

ЭГСР обеспечивает следующие функции связи с внешними системами:

формирование сигнала системы защиты турбины от разгона при превышении заданного значения частоты вращения и ускорения ротора;

автоматический переход из одного эксплуатационного режима в другой и блокировку включения определенных режимов работы ЭГСР по сигналам о состоянии оборудования и режимах работы реактора;

индикацию и выдачу сигналов для регистрации параметров ЭГСР.

Электрогидравлическое регулирование турбин насыщенного пара

На рис. 8.25 показана блок-схема электронного регулирующего устройства [36], которое осуществляет автоматический пуск турбины с учетом значений критических частот вращения ротора и термических напряжений, регулирование частоты вращения на холостом ходу и при работе в изолированной сети, регулирование мощности при работе в энергосистеме, блочное регулирование, т. е. согласованное регулирование турбины и парогенерирующей установки, удержание частоты вращения турбины после сброса нагрузки в допустимых пределах и другие функции.

Автомат пуска *11* осуществляет регулируемый по частоте вращения разворот турбины, начиная с произвольной и кончая номинальной частотой вращения. Для этого программный задатчик автомата пуска через переключатель, находящийся в положении «автоматическое управление», с определенной скоростью $dn/d\tau$ изменяет задание по частоте вращения $n^{зд}$. Во избежание недопустимого скачка частоты вращения при включении автомата пуска переключатель деблокируется, когда заданная и истинная частоты вращения станут равными. Управляющим воздействием автомата пуска,

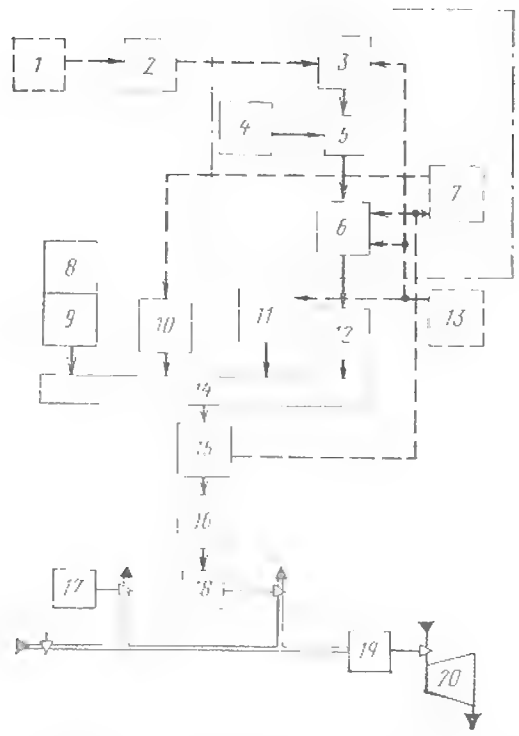


Рис. 8.25. Функциональная схема электронного регулирующего устройства:

1 — регулятор энергосистемы; *2* — согласующее устройство; *3* — программный задатчик мощности; *4* — регулятор частоты; *5* сумматор, *6* — формирователь задания; *7* — согласующее устройство; *8* — ограничитель ускорения; *9* — связь электронной и гидравлической систем защиты; *10* — регулятор давления свежего пара; *11* — автомат пуска; *12* — главный регулятор; *13* — устройство контроля термических напряжений в турбине; *14* — избиратель минимального сигнала; *15* — переключатель вида управления; *16* — регулятор положения регулирующих клапанов; *17* — гидравлическая система регулирования; *18* — ЭГП; *19* — сервомотор регулирующих клапанов турбины; *20* — турбина

реализующего ПИД-закон управления, через избиратель минимального сигнала *14*, регулятор положения регулирующих клапанов *16*, ЭГП *18* и гидравлическую систему *17* определяется положение регулирующих клапанов турбины. Области критических частот вращения проходятся с максимально допустимой скоростью.

После достижения номинальной частоты вращения регулятор частоты *4* через главный регулятор *12* плавно отключает автомат пуска, которому после этого устанавливается задание по частоте вращения на уровне $1{,}06n_0$.

После синхронизации и включения турбогенератора в сеть программный задатчик мощности *3* на основании выбранных конечного значения мощности $P_э^{кон}$ и скорости нагружения $+dP_э/d\tau$ или разгружения $-dP_э/d\tau$ турбоустановки формирует управляющее воздействие $P_э^{зд}$, которое суммируется с выходным сигналом регулятора частоты. В регуляторе частоты сравниваются заданная $n^{зд}$ и истинная n частоты электрического тока и с учетом неравномерности регулирования δ определяется доля мощности, зависящая от частоты. Значение δ при этом может плавно выставляться в пределах от 0,01 до 0,10, а при необходимости может быть также введена зона нечувствительности по частоте.

Выходной сигнал сумматора *5* поступает в формирователь задания *6*, который получает также сигналы от разного рода ограничителей и от блочного регулирования.

Ограничитель максимальной мощности задает предельное по условиям работы турбины или парогенерирующей установки значение мощности $P_э^{макс}$, которое не должно быть превышено ни при каких обстоятельствах.

Турбоагрегат и парогенератор нежелательно подвергать воздействию больших внезапных изменений нагрузки, которые могут возникнуть при значительных колебаниях частоты сети, например при системных авариях или иных крупных возмущениях. Для этого в формирователь задания вводятся ограничения на скачок мощности и скорость последующего ее изменения. Сюда же поступают сигналы ограничений по термическим напряжениям.

Ограничитель минимальной мощности препятствует нежелательному отключению турбоустановки защитой по обратному току генератора, которое может произойти после синхронизации. Сигнал задания минимальной мощности вводится сразу после включения генератора в сеть и определяет нижний предел мощности, на котором может работать генератор. Когда задание по мощности превосходит это значение, ограничитель автоматически и плавно отключается, оставаясь в резерве.

Выходной сигнал формирователя задания сравнивается в главном регуляторе с текущим значением регулируемой величины — мощности. Для стабилизации давления пара перед турбиной в главный регулятор также вводится корректирующий сигнал по отклонению в определенных пределах давления свежего пара. Чтобы при нарушениях в работе парогенерирующей установки и быстрых положительных изменениях нагрузки избежать слишком большого снижения давления пара перед турбиной, при отклонении давления до заранее установленного уровня Δp в работу вступает регулятор давления свежего пара *10*, снижающий мощность турбины в соответствии с располагаемой паропроизводительностью установки. Главный регулятор при этом блокируется. При необходимости можно принять $\Delta p=0$ и перейти к регулированию «до себя».

При сбросе нагрузки с отключением генератора от сети ограничитель ускорения *8* прежде всего обеспечивает быстрое закрытие регулирующих клапанов турбины. Одновременно в течение короткого промежутка времени (менее 1 с) задание по мощности уменьшается до нуля. Как только разгон турбины прекратится, ограничитель ускорения выводится из работы и задание по частоте вращения через регулятор мощности определяет частоту вращения ротора соответствующим открытием регулирующих клапанов турбины.

Переключатель вида управления *15* нормально находится в положении «автоматическое управление» и автоматически переводится в положение «дистанционное управление» по команде устройства, контролирующего работу электронной части системы регулирования. Поддержание всех параметров в допустимых пределах в этом случае осуществляется гидравлической системой регулирования и эксплуатационным персоналом.

8.4. КОНСТРУКЦИИ ОРГАНОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Надежность и экономичность турбин АЭС в значительной степени определяются их органами парораспределения—регулирующими и стопорными клапанами. Характерные для турбин АЭС большие объемные пропуски пара обусловили большие размеры клапанов, что затруднило их компоновку и потребовало более компактного выполнения паровпуска. Вместе с тем из-за сравнительно малого располагаемого теплоперепада возрастает влияние на КПД турбин АЭС неизбежных потерь на дросселирование в полностью открытых пароподводящих органах. Поэтому во многих турбинах АЭС применяются совмещенные конструкции стопорного и регулирующего клапанов ЦВД и поворотные отсечные заслонки перед ЦНД.

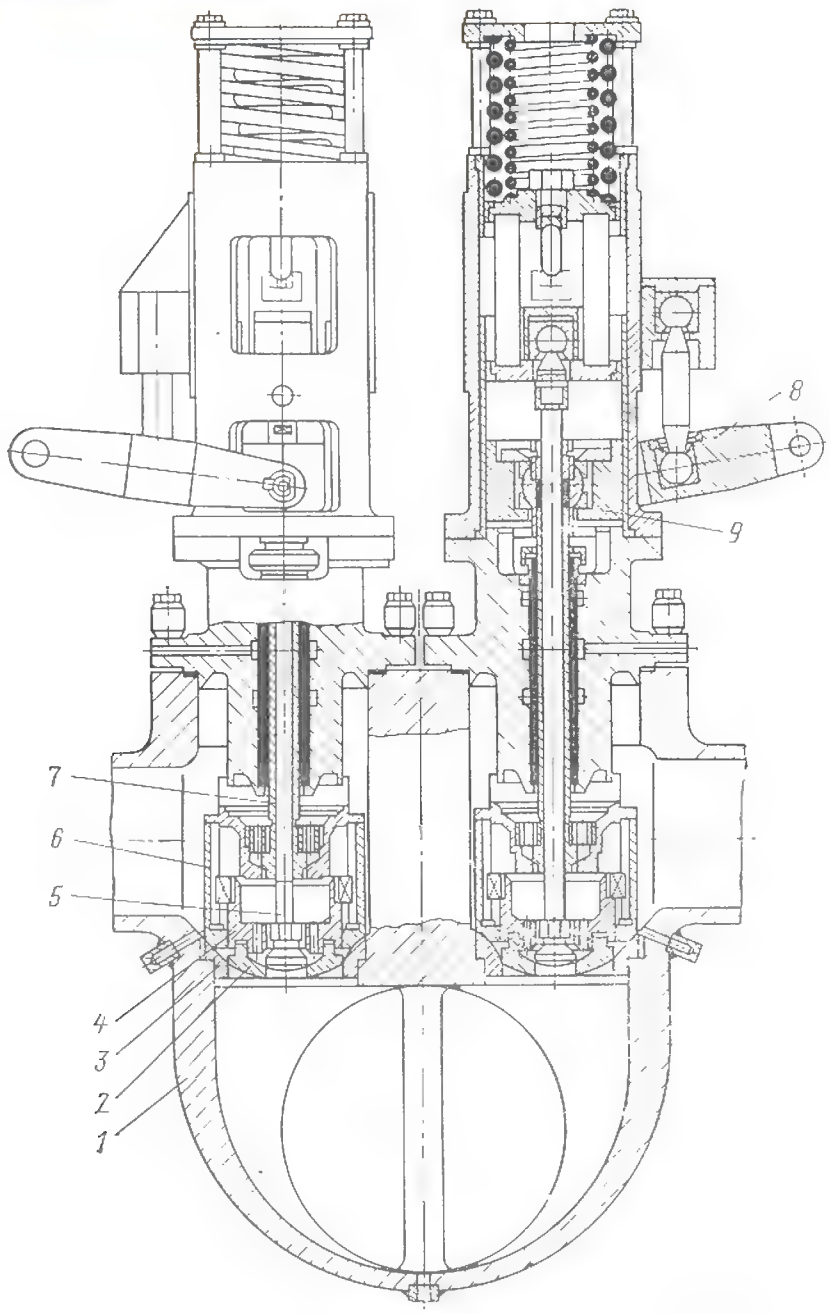


Рис. 8.26. Блок комбинированных стопорно-регулирующих клапанов турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — корпус; *2* — регулирующий клапан; *3* — седло; *4* — разгрузочный цилиндр регулирующего клапана; *5* — шток регулирующего клапана; *6* — стопорный клапан; *7* шток стопорного клапана; *8* — рычаг сервомотора стопорного клапана; *9* — ползун

На рис. 8.26 показана конструкция блока комбинированных стопорно-регулирующих клапанов турбины К-500-65/3000. Турбина имеет четыре комбинированных клапана, объединенных в два блока, располагаемых по сторонам ЦВД и подводящих пар через горизонтальные патрубки в нижнюю половину цилиндра.

Стопорный и регулирующий клапаны, опирающиеся на одно седло *3*, перемещаются своими сервомоторами через соосные штоки. На нижнем конце каждого штока заодно с ним выполнены разгрузочные клапаны, с помощью которых стопорный и регулирующий клапаны разгружаются от паровых усилий. Стопорный клапан *6* имеет внешнюю разгрузку: открытие его разгрузочного клапана при закрытом и достаточно плотном регулирующем клапане выравнивает давление перед и за стопорным клапаном. Разгрузка регулирующего клапана *2* внутренняя: при открытии его разгрузочного клапана снижается давление в полости над клапаном, куда пар поступает через узкий зазор между стопорными и регулирующим клапанами. Такое сочетание способов разгрузки обеспечивает паровую блокировку открытия стопорного клапана: при открытом или неплотном регулирующем клапане давление под стопорным клапаном не повысится настолько, чтобы сервомотор стопорного клапана мог оторвать его от седла.

Уплотнение штоков осуществляется с помощью лабиринтовых втулок и канавок на штоке регулирующего клапана. Прошедший через уплотнения пар отсасывается эжектором уплотнений. Так как свежий пар на одноконтурной АЭС радиоактивен, то в одну из камер уплотнений штоков подается «чистый» запирающий пар от испарителя.

Каждый стопорный клапан перемещается своим сервомотором через рычаг *8*, один конец которого связан со штоком сервомотора, а второй имеет вилку, охватывающую ползун *9*, соединенный со штоком клапана шаровым шарниром. Стопорный клапан в работе занимает одно из двух положений—нижнее (полностью закрыт) или верхнее (полностью открыт).

Регулирующий клапан имеет паровое нагружение, которое осуществляется паром, протекающим через переменный зазор, образованный буртиком на нижней части чашки стопорного клапана и конической наружной поверхностью разгрузочного цилиндра *4* регулирующего клапана. Зазор возрастает с подъемом клапана так, что при верхнем положении стопорного клапана паровые усилия, действующие на регулирующий клапан, направлены вниз на всем диапазоне хода клапана. Этим устраняется осевая вибрация регулирующего клапана, которая могла бы привести к обрыву штока клапана.

Стопорный клапан удерживается от проворачивания паровым потоком силой трения между клапаном и крышкой, к которой он прижимается сервомотором. Регулирующий клапан фиксируется по отношению к стопорному клапану двумя зубьями, входящими в продольные пазы на внутренней поверхности стопорного клапана.

Оба регулирующих клапана блока перемещаются одним двусторонним сервомотором через распределительный механизм. Стопорный и регулирующий клапаны могут перемещаться на полный ход независимо один от другого при любом положении каждого из них. Вместе с независимостью их приводов это придает им такую же надежность, какую имеют раздельно стоящие стопорный и регули-

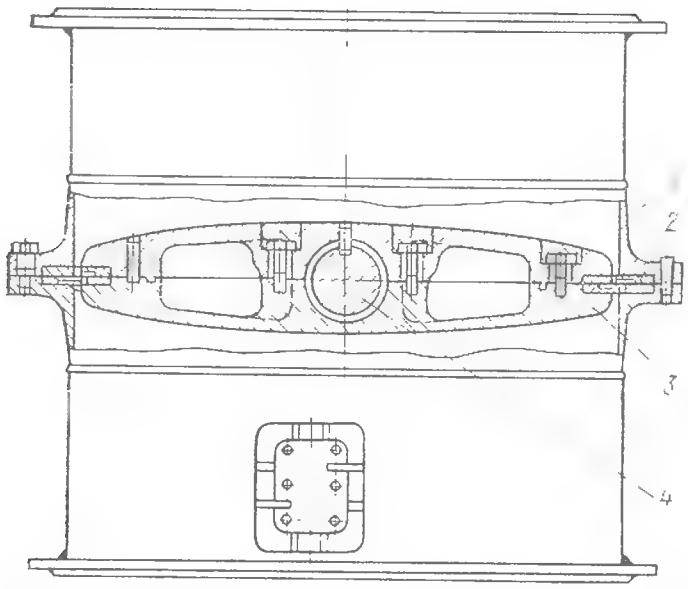


Рис. 8.27. Поворотная заслонка турбины К-220-44 ХТЗ:
1 — корпус; *2* — седло; *3* — диск; *4* — вал

рующий клапаны, но при почти вдвое меньшей потере давления при полной нагрузке турбины.

На рис. 8.27 показана одна из двух поворотных заслонок диаметром 1200 мм турбины К-220-44, устанавливаемых после СПП перед ЦНД. При полном открытии потери давления на заслонке минимальны.

Рассмотрим конструкции некоторых важнейших узлов системы регулирования и защиты, таких, как регулятор частоты вращения и автомат безопасности, устанавливаемых на большинстве турбин ХТЗ для АЭС, в частности на турбинах К-500-65/3000 и К-220-44-2, а также главный сервомотор и мембранное защитное устройство турбины К-500-65/3000.

Конструкция регулятора частоты вращения представлена на рис. 8.28. Давление от датчика частоты вращения (импеллера) через золотник разгонного устройства *6* подведено в импульсную камеру *2* к дифференциальному золотнику *8* регулятора. Усилие от этого давления уравновешивается пружиной растяжения *11*, верхний конец которой связан через вращающуюся опору с золотником, а нижний закреплен на ходовой гайке *13*, навернутой на резьбовую часть центрального штока *7*. Благодаря шпонке гайка при вращении штока смещается вдоль его оси, меняя натяжение пружины. Вращение штока осуществляется через червячную передачу либо вручную маховиком, либо дистанционно управляемым реверсивным электродвигателем механизма управления турбиной (МУТ). Нижней своей частью золотник управляет сливом масла из линии первого усиления (камера *1*) через окна *а* и *б* в подвижной и неподвижной буксах. Неподвижная букса *10* закреплена в корпусе регулятора, а подвижная букса *9* соединена со штоком *7* и перемещается вместе с ним в осевом направлении.

Перед пуском турбины ходовая гайка находится в крайнем верхнем положении, а шток с подвижной буксой — в крайнем нижнем. Пружина *11* имеет минимальный предварительный натяг, определяемый распорной втулкой на штоке. Сливные окна *а* в подвижной буксе полностью открыты.

При подаче команды на пуск вращением штока ходовая гайка начинает опускаться. Вначале замыкаются электрические контакты, подающие сигналы на взведение защитных устройств, что приводит к открытию стопорных клапанов турбины. Если стопорные клапаны откроются нормально, ходовая гайка вместе с пружиной и золотником опускается еще ниже. Золотник начинает постепенно прикрывать сливные окна в подвижной буксе. В линии первого усиления растет давление и регулирующие клапаны начинают открываться. Ротор турбины приходит во вращение. Начиная с $n=7\div8$ 1/с, давление в импульсной линии за импеллером создает на золотник усилие, уравновешивающее натяг пружины. В этот момент регулирование частоты вращения вступает в работу. Дальнейшее опускание гайки увеличивает натяг пружины, что приводит к смещению золотника вниз и к контролируемому регулятором росту частоты вращения. При $n\approx47$ 1/с гайка доходит до своего нижнего упора. Дальнейший подъем частоты вращения обеспечивается движением подвижной буксы вверх под воздействием штока, вывертываемого из ходовой гайки. Перемещением буксы производятся синхронизация, включение турбогенератора в сеть и подъем нагрузки вплоть до максимальной.

Сливные окна *б* в неподвижной буксе служат для ускорения закрытия регулирующих клапанов при сбросе нагрузки с отключением турбогенератора от сети. Окна начинают открываться только при частоте вращения $n=51{,}25\div51{,}3$ 1/с.

Для повышения чувствительности золотник выполнен вращающимся под действием реактивных усилий

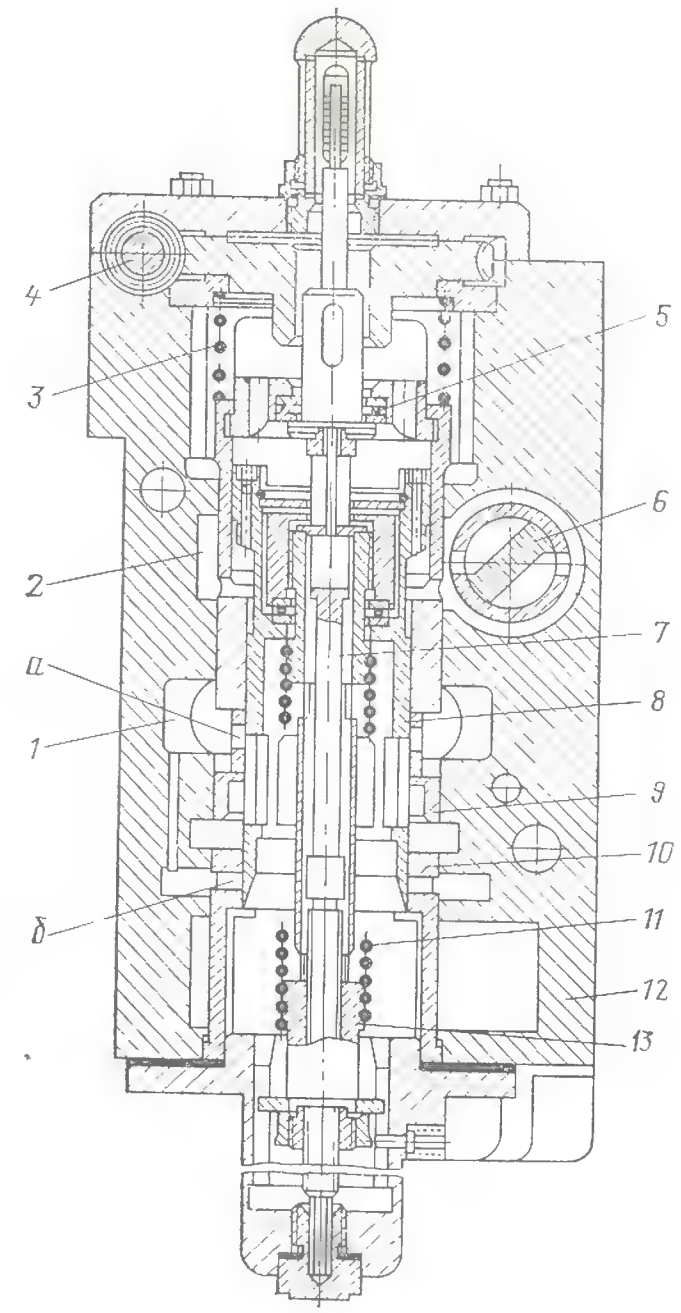


Рис. 8.28. Регулятор частоты вращения ХТЗ:
1 — камера линии первого усиления; *2* — импульсная камера; *3* — дополнительная пружина; *4* — червяк; *5* — подшипник; *6* — разгонное устройство; *7* — шток; *8* — золотник; *9* — подвижная букса; *10* — неподвижная букса; *11* — основная пружина; *12* — корпус; *13* — ходовая гайка; *а* — сливные окна в подвижной буксе; *б* — сливные окна в неподвижной буксе

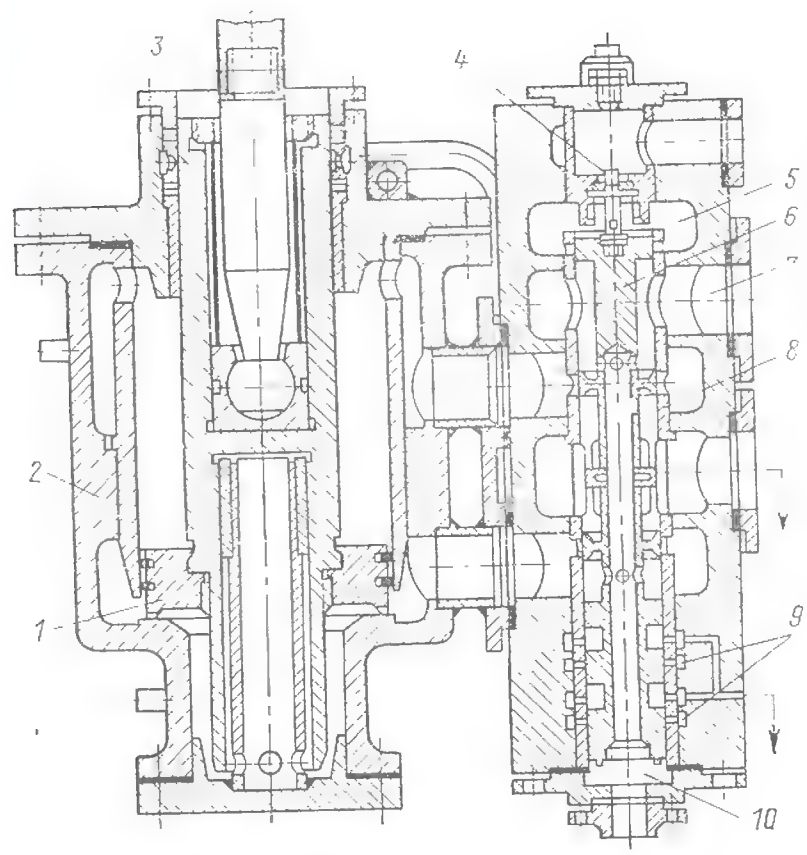


Рис. 8.29. Сервомотор с отсечным золотником турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — поршень; *2* — корпус; *3* — шток; *4* — конус самовыключения; *5* — камера обратной связи; *6* — золотник; *7* — подвод силового масла; *8* — букса; *9* — подводы из линий управления заслонками промперегрева; *10* — камера линии первого усиления

струй масла, вытекающих из импульсной камеры *2* через четыре тангенциальных сопла в золотнике.

В регуляторе выполнено разгонное устройство *6*, предназначенное для испытания автоматов безопасности повышением частоты вращения ротора. Поворотный золотник разгонного устройства имеет три положения — среднее (нейтральное), разгон и закрытие клапанов. При повороте золотника из нейтрального положения в положение разгона отсекается подвод масла от импеллера к золотнику регулятора. Под действием пружины последний движется вниз, регулирующие клапаны открываются, и ротор разгоняется. После срабатывания автоматов безопасности регулирующие и стопорные клапаны закрываются системой защиты и золотник разгонного устройства переводится в положение закрытия клапанов, при этом открывается большой слив масла из линии первого усиления и предотвращается одновременное открытие регулирующих и стопорных клапанов при взведении защиты. После открытия стопорных клапанов золотник медленно переводится в нейтральное положение и регулирующие клапаны открываются.

Конструкция двустороннего главного сервомотора с отсечным золотником турбины К-500-65/3000 показана на рис. 8.29.

Поршень *1* сервомотора перемещается в двух втулках, запрессованных в верхней и нижней крышках. Уплотнение поршня осуществляется разрезными чугунными кольцами, а в верхней части — кольцами из фторопласта с поджимной буксой. С поршнем сервомотора через шаровой шарнир соединяется шток *3*, к которому на резьбе крепится зубчатая рейка, через шестерню вращающая кулачковый вал системы парораспределения.

К корпусу сервомотора на коротких маслопроводах, подводящих масло к полостям сервомотора, крепится корпус отсечного золотника *6*. В нижнюю камеру *10* золотника подводится масло из линии первого усиления, а сверху в камеру *5* — из линии обратной связи. Внутренняя отрицательная обратная связь золотника, образованная конусом самовыключения, выполнена нелинейной. При нормальных управляющих сигналах смещения золотника невелики, так как обратная связь сервомотора успевает возвращать его в среднее положение. При больших сигналах — от регулятора частоты вращения при сбросах нагрузки, от системы защиты или от противоаварийной автоматики через ЭГП — золотник, сместившись вниз на 5 мм, выходит на цилиндрический участок конуса самовыключения, становится астатическим и идет дальше до упора без роста управляющего сигнала. Такая нелинейная характеристика внутренней обратной связи существенно ускоряет перемещение золотника, а с ним и главного сервомотора в сторону закрытия регулирующих клапанов.

При смещении из среднего положения вниз более чем на 6 мм золотник открывает слив масла из двух линий защиты, управляющих заслонками промперегрева, вызывая их закрытие. При возвращении в среднее положение после отработки команды золотник закрывает сливные окна и заслонки открываются.

Таким образом, при поступлении команды на прекращение доступа пара в турбину золотник дает сигнал на закрытие сначала регулирующих клапанов, а затем заслонок промперегрева. По команде обратного знака сначала открываются заслонки, а затем — регулирующие клапаны. Такая последовательность сигналов управления парозапорными органами предотвращает чрезмерный рост давления в тракте промперегрева.

Для повышения чувствительности отсечный золотник выполнен вращающимся под действием реактивного крутящего момента струй масла, вытекающего через тангенциальные сопла в средней части золотника.

Обратная связь от сервомотора к отсечному золотнику осуществляется золотником обратной связи (на рис. 8.29 не показан), который перемещается кулачком распределительного вала.

Защита от недопустимого повышения частоты вращения в турбинах ХТЗ наряду с системой регулирования осуществляется сдвоенным механическим автоматом безопасности кольцевого типа (рис. 8.30).

Внутренняя расточка стального кольца *4* выполнена эксцентрично. Пружиной *6* кольцо прижимается к валу *3*, причем внешняя цилиндрическая поверхность кольца оказывается соосной с валом. Масса кольца и направ-

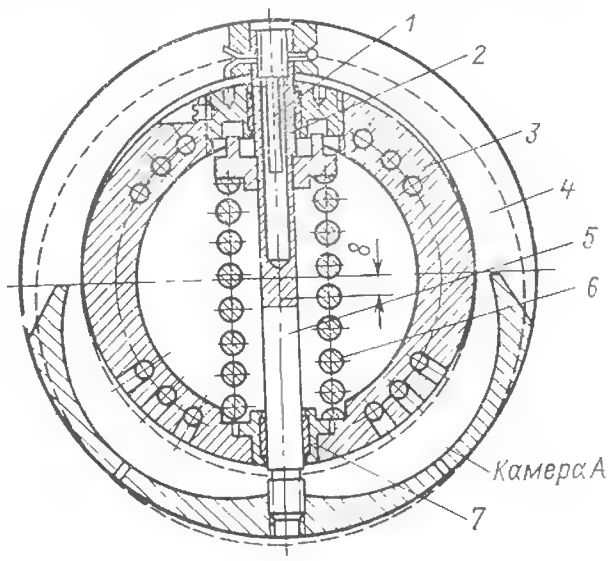


Рис. 8.30. Механический автомат безопасности кольцевого типа:

1 — винт; *2* — втулка; *3* — вал; *4* — кольцо; *5* — направляющий валик; *6* — пружина; *7* — втулка

ляющего валика *5*, эксцентриситет их центра тяжести, жесткость и предварительное натяжение пружины выбраны с таким расчетом, что при повышении частоты вращения ротора турбины до 55,5—56 1/с центробежная сила преодолевает усилие пружины, кольцо скачком смещается по радиусу на 8 мм и ударяет по рычагу исполнительного механизма автомата безопасности, что приводит к закрытию всех парозапорных органов. Возвращение кольца в исходное положение происходит при снижении частоты вращения до 50,8—51,2 1/с.

Настройка автоматов безопасности производится изменением натяжения пружины *6* вращением направляющего валика *5*, а тонкая подрегулировка—винтом *1*, смещающим положение центра тяжести. Один оборот валика *5* меняет настройку примерно на 2 1/с, один оборот винта *1*—на 0,08 1/с.

Для исключения электростатической эрозии поверхности валика *5* в направляющие втулки запрессованы промежуточные фторопластовые втулки *2* и *7*.

В соответствии с ПТЭ проверка работоспособности автоматов безопасности и системы защиты от повышения частоты вращения производится не реже чем через каждые четыре месяца работы турбины. После разборки автоматов безопасности, перед испытанием регулирования на сброс нагрузки и после длительного простоя (более одного месяца) автоматы безопасности проверяются повышением частоты вращения турбины. В других случаях проверка производится, как правило, на рабочей частоте вращения под нагрузкой или на холостом ходу и без воздействия на органы парораспределения. Для этого в кольце *4* предусмотрена камера *А*, в которую может быть подано масло. Тогда эксцентриситет центра тяжести подвижной системы возрастает и автомат безопасности срабатывает без повышения частоты вращения. После прекращения подачи масла камера *А* опорожняется через дренажные отверстия, и под действием пружины кольцо возвращается в исходное положение.

Элементы системы защиты в отличие от системы регулирования длительное время находятся в покое, и в некоторых из них возникает и прогрессирует застойная нечувствительность, которая может привести к отказу в момент срабатывания. Застойная нечувствительность вызывается постепенным заносом зазоров между подвижными и неподвижными деталями, например между золотником и буксой, взвешенными в масле частицами, не задержанными в фильтрах, а также вязкими фракциями, выделяющимися из масла при его старении.

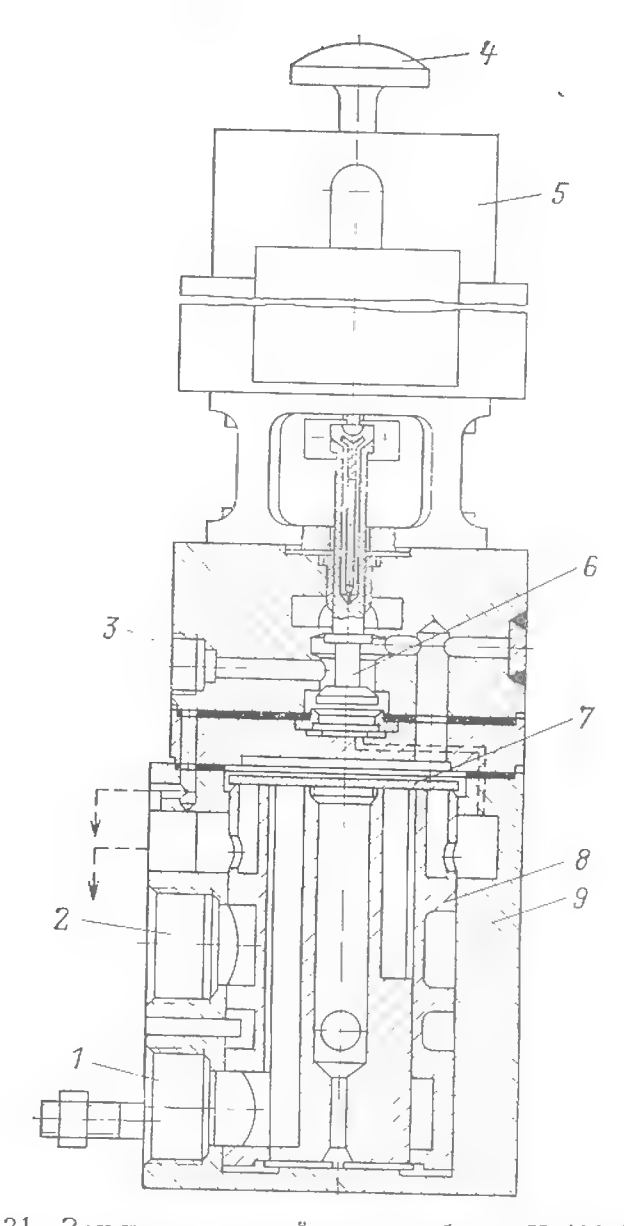


Рис. 8.31. Защитное устройство турбины К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — подвод из линии первого усиления; *2* — подвод из линии защиты; *3* — подвод из силовой линии; *4* — кнопка ручного выбивания; *5* — электромагнит; *6* — управляющий клапан; *7* — мембрана; *8* — седло; *9* — корпус

Застойная нечувствительность исполнительных органов защиты устраняется их периодическим расхаживанием. Для командных органов защиты ХТЗ принято наиболее радикальное решение — их выполняют беззолотниковыми на базе клапанно-мембранных элементов, не имеющих трущихся частей и поэтому практически безотказных.

В качестве примера рассмотрим защитное устройство турбины К-500-65/3000 (рис. 8.31).

Когда управляющий клапан *6* находится в верхнем положении, в полость над мембраной *7* из силовой линии поступает масло, под давлением которого мембрана плотнее прижимается к седлу. К кольцевым полостям под мембраной подведены линии первого усиления и защиты, а центральная и периферийная полости соединены с дренажем.

Когда управляющий клапан от руки кнопкой *4* или электромагнитом *5* переводится в нижнее положение, полость над мембраной отсекается от силовой линии и соединяется со сливом. Давление над мембраной падает, и

давлением снизу мембрана поднимается, соединяя линии первого усиления и защиты с дренажем. Падение давления в этих линиях приводит к закрытию всех парозапорных органов турбины.

8.5. ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ СБРОСАХ НАГРУЗКИ

Наряду с режимами нормальной эксплуатации энергоблока АЭС могут возникать и различные аварийные режимы, в том числе один из наиболее серьезных, связанный со сбросом нагрузки и отключением турбогенератора от сети.

При любых аварийных режимах на АЭС должна гарантироваться безопасная работа ядерной паропроизводящей установки (ЯППУ). Должно быть исключено серьезное повреждение (расплавление) тепловыделяющих элементов в активной зоне реактора, обеспечены локализация образующихся в реакторе радиоактивных продуктов и защита персонала АЭС, окружающего населения и внешней среды от радиоактивного воздействия.

Отключение турбогенератора от сети производится, как правило, электрическими защитами блока при авариях в энергосистеме вне АЭС (короткие замыкания и отключения линий электропередачи, значительные отклонения частоты и напряжения и др.). Основной задачей системы регулирования турбины и блока в целом в этом режиме является безусловное сохранение турбогенератора в работе на мощности, соответствующей собственным нуждам блока (8—15% номинальной) при допустимых отклонениях частоты и напряжения вырабатываемого тока. В этом случае после устранения причин, вызвавших отключение турбогенератора, в распоряжении энергосистемы оказывается полная мощность блока, что позволяет уменьшить масштабы нарушения энергоснабжения.

На ТЭС при сбросе полной нагрузки с отключением генератора от сети основным требованием является условие, чтобы максимальное повышение частоты вращения оставалось ниже уровня настройки автоматов безопасности турбины. Котел ТЭС при нормально работающих БРОУ и предохранительных клапанах успешно справляется с полным сбросом нагрузки. При сбросах же нагрузки на блоках АЭС необходимо обеспечить надежность не только турбоустановки, но и ЯППУ, так как отклонение параметров, в первую очередь повышение давления в реакторе, может привести к его аварийному отключению. Так, при сбросе нагрузки с выделением генератора на шины собственных нужд энергоблок с кипящим

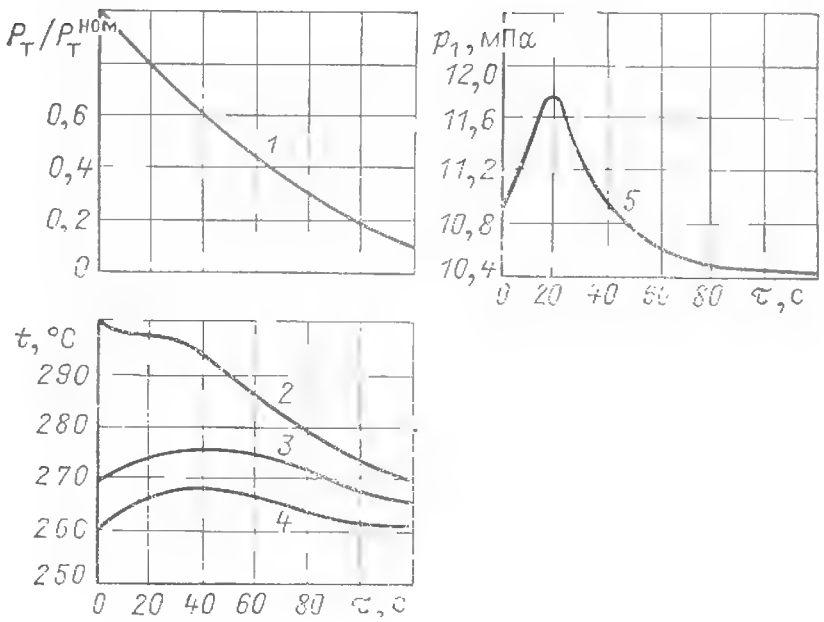


Рис. 8.32. Изменение параметров ЯППУ блока с реактором ВВЭР-440 при сбросе нагрузки обеими турбинами К-220-44 до уровня собственных нужд блока:

1 — тепловая мощность реактора $P_{тепл}$; *2* — температура теплоносителя на выходе из активной зоны реактора $t_{вых}$; *3* — температура теплоносителя на входе в активную зону реактора $t_{вх}$; *4* — температура пара во втором контуре t_s; *5* — давление теплоносителя в первом контуре p_1

реактором может быть отключен своей защитой вследствие роста потока нейтронов из-за наложения двух процессов: во-первых, увеличения потока нейтронов из-за нарастания давления в реакторе и, во-вторых, возрастания частоты тока в сети собственных нужд при повышении частоты вращения ротора генератора в переходном процессе. Это вызывает увеличение частоты вращения нерегулируемых асинхронных двигателей, приводящих ГЦН, которые увеличивают свою подачу, и поток нейтронов растет вследствие отрицательного коэффициента реактивности из-за уменьшения объема паровой фазы.

Как показывает длительный опыт эксплуатации, блоки с реакторами типов ВВЭР и РБМК, получившие наибольшее распространение в отечественной атомной энергетике, успешно справляются со сбросом нагрузки и отключением генераторов от сети.

На рис. 8.32 показан характер изменения параметров ЯППУ блока с реактором ВВЭР-440 в переходном процессе при сбросе нагрузки двумя турбинами К-220-44 до уровня собственных нужд блока, соответствующего 8—10 % номинальной мощности.

После сброса нагрузки блока системы регулирования турбин быстро прикрывают регулирующие клапаны. Расход пара на турбины уменьшается в несколько раз, что приводит к росту давления и температуры пара во втором контуре и температуры теплоносителя в первом контуре на входе в реактор. Для сохранения параметров ЯППУ в допусти-

мых границах мощность реактора автоматически снижается, избыточное количество пара из парогенераторов при достижении давления во втором контуре 5,2 МПа сбрасывается через БРУ-К в конденсаторы турбин, а если давление продолжает расти и достигнет 5,4 МПа,— то через сбросные клапаны БРУ-А в атмосферу. Кроме того, для защиты оборудования первого и второго контуров от чрезмерного повышения давления на компенсаторах объема и парогенераторах устанавливаются предохранительные клапаны. Первые из них срабатывают при давлении в первом контуре 14,5 и 14,9 МПа и сбрасывают пар в специальный барботер, а вторые срабатывают при давлении во втором контуре 6,0 МПа и сбрасывают пар в атмосферу. Пропускная способность и быстродействие БРУ-К и БРУ-А должны быть достаточными для того, чтобы при полном сбросе нагрузки турбогенераторами блока предохранительные клапаны ни в первом, ни во втором контурах не срабатывали.

Если после сброса нагрузки быстродействие системы регулирования частоты вращения турбин окажется недостаточным, сработают автоматы безопасности и закроются стопорные клапаны, то быстродействующая аварийная защита реактора заглушит его и даст сигнал на ввод в работу системы надежного электрического питания ответственных потребителей собственных нужд блока. Отвод теплоты от активной зоны реактора первые примерно 100 с после закрытия стопорных клапанов осуществляется за счет совместного выбега турбогенераторов и ГЦН, а затем — благодаря естественной циркуляции теплоносителя в первом контуре.

При сбросе нагрузки на блоке с реактором РБМК-1000 и двумя турбинами К-500-65/3000 защита реактора быстро снижает мощность ЯППУ до уровня собственных нужд блока, т. е. до 20 % номинальной мощности. Если давление в барабане-сепараторе поднимется до 7,2 МПа, автоматически сработают БРУ-К и сбросят пар в конденсаторы турбин. Если давление будет продолжать расти и достигнет 7,3 МПа, через БРУ-Б пар будет сброшен в специальный барботер. И, наконец, при давлении 7,4—7,5 МПа открываются предохранительные клапаны, которые также сбрасывают пар в барботеры.

Таким образом, независимо от типа реактора для обеспечения готовности блока воздействие регулирования турбины на реактор должно быть ограниченным. Даже максимальные изменения мощности или возмущения в системе регулирования турбины не должны приводить к срабатыванию быстродействующей аварийной защиты реактора и его заглушению. Для этого прежде всего должно быть обеспечено удержание турбиной сброса нагрузки без срабатывания автоматов безопасности и закрытия стопорных клапанов.

Следует отметить, что динамические характеристики влажно-паровых турбин АЭС по сравнению с турбинами перегретого пара ТЭС имеют существенные различия. С одной стороны, благодаря более развитой части низкого давления постоянная времени ротора влажно-паровой турбины $T_a = J\omega_0^2/P_e$ примерно на 50—60 % выше, чем у турбины перегретого пара одинаковой мощности. Напротив, постоянная времени промежуточного перегрева у турбин АЭС значительно меньше, чем у турбин ТЭС. Менее развита в турбоустановках АЭС и система регенерации. Перечисленные особенности влажно-паровой турбины улучшают переходный процесс при сбросе нагрузки. Но, с другой стороны, в паровом тракте турбоустановки АЭС аккумулировано значительное количество воды как в виде сосредоточенных масс в различных камерах, так и в виде пленок на омываемых влажным паром поверхностях проточной части, в ресиверах и особенно в СПП. Перед сбросом нагрузки этот аккумулированный конденсат находится в состоянии насыщения, отвечающем текущему местному значению давления. После сброса нагрузки из-за снижения давления после закрытия регулирующих клапанов конденсат интенсивно испаряется в результате парообразования на свободной поверхности и кипения у стенки из-за интенсивного подвода теплоты от горячих поверхностей корпуса и трубопроводов к пленке, охлаждающейся при испарении и снижении давления. Образовавшееся дополнительное количество пара при расширении в проточной части совершает работу, которая в некоторых условиях может привести к недопустимо высокому повышению частоты вращения.

При расчете динамического заброса частоты вращения наиболее сложным является определение граничных условий: толщин пленок, скрытых масс конденсата и др. Трудность заключается в том, что например, толщина пленки не является постоянной, а зависит от многих факторов — от режима работы турбины, формы поверхности, скорости парового потока и пр. Важные указания для уточнения граничных условий может дать экспериментальное определение изменения давлений по ступеням турбины после сброса нагрузки. Так, если давления меняются медленнее, чем по расчету, то это обусловлено неучтенными массами конденсата и можно внести соответствующие поправки.

Определение характеристик влажно-паровых турбин при сбросах нагрузки необходимо для дифференцированного, в зависимости от уровня динамического заброса частоты вращения, осуществления мероприятий для его снижения. Рассмотрим некоторые из них.

Парозапорные органы после промперегрева

Турбины ТЭС с промперегревом, работающие на органическом топливе, всегда имеют не только перед ЧВД, но и перед ЧСД (после промперегрева) два последовательно установленных парозапорных органа — стопорный клапан, являющийся исполнительным органом системы защиты, и регулирующий клапан, управляемый как системой защиты, так и системой регулирования. Необходимость двойной противоразгонной защиты турбины от пара, аккумулированного в тракте газового промперегрева, обусловлена его большой энергией, достаточной для того, чтобы при сбросе нагрузки и отказе регулирующих клапанов промперегрева разогнать турбину до разрушения.

В паровом промперегреве турбин АЭС масса аккумулированного пара в несколько раз меньше, чем в турбинах ТЭС такой же мощности. Это дает возможность на некоторых турбинах уменьшить количество парозапорных органов после промперегрева или даже совсем исключить их. Этот важный вопрос ХТЗ решается следующим образом.

Рассматривается сброс полной нагрузки, осложненный отказом системы регулирования, когда под действием системы защиты закрываются только стопорные клапаны перед турбиной. Если при этом энергии, аккумулированной паром и водой, оказывается достаточно, чтобы частота вращения превысила ее номинальное значение на 20% при $n_0=50$ 1/с или на 23% при $n_0=25$ 1/с, когда напряжения в наиболее нагруженных вращающихся деталях турбины и генератора приближаются к пределу текучести, после промперегрева должны быть установлены как отсечный, так и регулирующий клапаны, управляемые независимыми системами защиты и регулирования. Если при тех же условиях частота вращения не превысит 1,20 n_0 при $n_0=50$ 1/с или 1,23 n_0 при $n_0=25$ 1/с, можно ограничиться установкой только отсечных клапанов, управляемых системой защиты или также и системой регулирования. И, наконец, если разгон ротора не превосходит (1,13—1,14) n_0 при $n_0=50$ 1/с или (1,15—1,16) n_0 при $n_0=25$ 1/с, то парозапорные органы после промперегрева могут не устанавливаться.

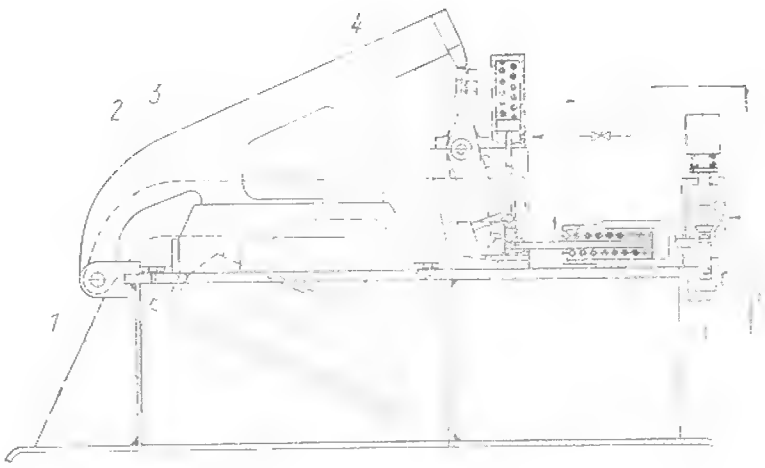


Рис. 8.33. Устройство для срыва вакуума турбины К-500-60/1500 ХТЗ:
1 — корпус; 2 — разрывная мембрана; 3 — клапан; 4 — рычаг

На турбинах ХТЗ для АЭС установлены отсечные клапаны, управляемые или только системой защиты (турбина К-220-44), или системами защиты и регулирования (турбины К-220-44-2, К-500-65/3000, К-500-60/1500).

Срыв вакуума

Для того чтобы при сбросе нагрузки с отключением турбогенератора от сети увеличить сопротивление вращению, уменьшить располагаемый теплоперепад и тем самым снизить динамическое повышение частоты вращения, может быть применен экстренный срыв вакуума подачей воздуха в паровое пространство конденсатора.

Такое мероприятие осуществлено, в частности, на турбине К-500-60/1500 ХТЗ. Исполнительными органами системы срыва вакуума здесь служат четыре атмосферных клапана диаметром 1000 мм (рис. 8.33), устанавливаемых на переходных патрубках от турбины к конденсатору. Уплотнение клапана достигается паронитовой разрывной мембраной. Для срыва вакуума по сигналам соответствующих командных устройств выбивается подвижный

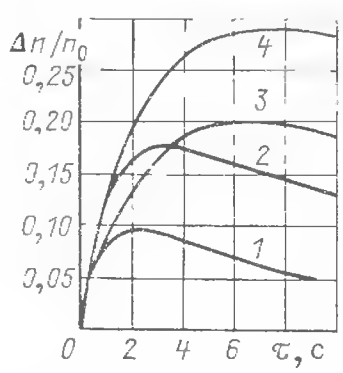


Рис. 8.34. Кривые разгона турбины К-500-60/1500 ХТЗ при сбросе полной нагрузки с отключением турбогенератора от сети:
1 — при нормальной работе регулирования; 2 — при отказе регулирующих клапанов высокого давления; 3 — при отказе отсечных клапанов среднего давления; 4 — при совместном отказе регулирующих клапанов высокого давления и отсечных клапанов среднего давления

упор, после чего под действием атмосферного давления и клапана мембрана разрывается, сообщая ЦНД с атмосферой. Рост давления в выходном патрубке турбины до 0,05 МПа за 3 с позволяет затормозить ротор и предотвратить разрушение турбины даже при одновременном отказе регулирующих клапанов ЦВД и отсечных клапанов промперегрева. Без срыва вакуума и при закрытии только стопорных клапанов перед ЧВД после срабатывания автомата безопасности частота вращения ротора поднялась бы до 1,30 n_0 (рис. 8.34).

Предварительная защита

Значительный эффект может дать применение устройства, изменяющего уставку срабатывания защиты от недопустимого повышения частоты вращения, названного ЛМЗ предварительной защитой.

Обычно принимается, что после сброса полной нагрузки, для того чтобы избежать срабатывания защиты от недопустимого разгона ротора, необходимо выполнение условия

$$n_{\text{макс}} = n_{\text{АБ}} - 0{,}015 n_0,$$

где $n_{\text{макс}}$ — максимальная частота вращения в переходном процессе; $n_{\text{АБ}}$ — уровень срабатывания автомата безопасности; n_0 — номинальная частота вращения ротора турбины. Кроме того, при конструировании турбины обычно рассчитывается максимальная частота вращения, которая достигается после сброса полной нагрузки при одновременном отказе системы регулирования частоты вращения.

Первое требование проще всего удовлетворяется при наивысшей возможной настройке срабатывания автомата безопасности, а второе — минимум повышения частоты вращения при указанных условиях — напротив, при наинизшей его настройке. Обычно уровень настройки автоматов безопасности составляет (1,11—1,12) n_0.

Если в системе регулирования имелись неполадки, например в регуляторе, в сервомоторе или даже в регулирующих клапанах, или повреждение возникло в момент сброса нагрузки, система защиты от недопустимого повышения частоты вращения с помощью своих независимых устройств (автоматов безопасности, их исполнительного механизма и стопорных клапанов) прекратит доступ пара в турбину. Но довольно высокая настройка автоматов безопасности приводит к тому, что стопорные клапаны закрываются слишком поздно и динамический заброс частоты вращения оказывается достаточно большим.

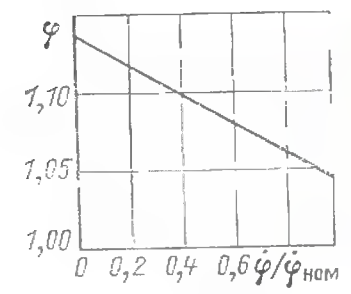


Рис. 8.35. Настройка предварительной защиты турбин ЛМЗ

Суть предварительной защиты заключается в том, что во время переходного процесса после сброса нагрузки контролируется работоспособность системы регулирования частоты вращения. В турбинах ЛМЗ сигнал на закрытие стопорных клапанов до срабатывания автоматов безопасности подается, если значение линейной комбинации частоты вращения $\varphi = n/n_0$ и ее первой производной $\dot{\varphi}$ превысит заданное пороговое значение (рис. 8.35). При полном сбросе нагрузки и отказе системы регулирования стопорные клапаны начнут закрываться при частоте вращения 104,5 % номинальной, т. е. на 7 % раньше, чем при срабатывании автоматов безопасности. Настолько же уменьшится максимальное повышение частоты вращения.

Блок предварительной защиты не влияет на заброс частоты вращения при сбросе нагрузки от полной до уровня собственных нужд или до холостого хода, если регулирование турбины работает нормально.

На рис. 8.36 представлены результаты расчета динамического повышения частоты вращения тихоходной турбины насыщенного пара мощностью 1200 МВт. Даже при сбросе нагрузки с сохранением собственных нужд блока частота вращения повышается на 15%.

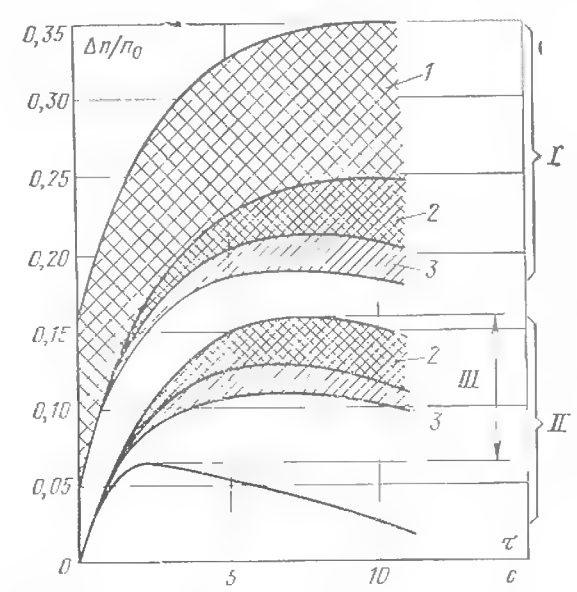


Рис. 8.36. Влияние различных мероприятий на переходный процесс после сброса полной нагрузки тихоходной турбины насыщенного пара мощностью 1200 МВт:

I — сброс нагрузки до уровня холостого хода; *II* — сброс нагрузки до уровня собственных нужд блока; *III* — то же при наличии стопорных заслонок; *1* — предварительная защита; *2* — срыв вакуума; *3* — байпасные клапаны

При настройке автоматов безопасности на несколько бо́льшую частоту вращения и срабатывании их при вышедшей из строя системе регулирования максимальная частота вращения достигла бы 1,35 n_0. Поэтому требуются специальные меры по снижению динамического заброса частоты вращения, эффект действия которых также показан на рис. 8.36.

Существенный результат дает применение схемы предварительной защиты, которая при достижении частоты вращения 1,05 n_0 и отказе системы регулирования дает сигнал на закрытие стопорных клапанов.

При нормальной работе указанный импульс не проходит, что дает возможность сохранить собственные нужды после сброса нагрузки. Рассмотренное мероприятие позволяет снизить заброс частоты вращения примерно на 10 %.

Срыв вакуума и повышение абсолютного давления в конденсаторе после сброса нагрузки до 20 кПа снижают максимальную частоту вращения на 2—3 % благодаря увеличению потерь трения и вентиляции. При наличии байпасных клапанов через короткий промежуток времени после сброса нагрузки аккумулированный в ЧВД пар сбрасывается в конденсатор. Эффект воздействия байпасных клапанов зависит главным образом от их пропускной способности и в рассматриваемом примере составил 2 %. Наибольший эффект дало закрытие отсечных заслонок на паропроводах от сепаратора-промперегревателя к ЧНД, так как только в этом случае энергия, запасенная в ЧВД и СПП, практически не расходуется на разгон ротора. Перечисленные мероприятия используются в различных комбинациях, как это требуют особенности разных установок.

Глава девятая

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

9.1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБОУСТАНОВКИ

При проектировании, монтаже и эксплуатации тепловых и атомных электростанций важное место занимает полная (иногда называемая развернутой) тепловая схема энергоблока, включающая основное, вспомогательное и резервное оборудование, оборудование для химической подготовки воды и очистки конденсата. Сюда следует добавить всевозможную арматуру: запорную, отсечную, регулирующую, предохранительную, обводную, редуцирующую и др.

Полные тепловые схемы ТЭС, АЭС и АТЭЦ изучаются в специальных курсах (см., например [19, 30]), в которых подробно анализируются все элементы тепловой схемы в их взаимосвязи. Применительно к турбоустановке можно также говорить о полной тепловой схеме.

Так называемая принципиальная тепловая схема включает только главные элементы турбоустановки. Пример принципиальной тепловой схемы турбоустановки с турбиной ХТЗ К-500-65/3000 одноконтурного энергоблока АЭС с реактором РБМК-1000 (две турбоустановки на реактор) показан на рис. 9.1.

В состав турбоустановки входят собственно турбоагрегат, конденсационное устройство, вспомогательное оборудование, трубопроводы, арматура и др. Основные показатели турбоустановки, в том числе экономические, зависят не только от турбоагрегата, но и от характеристик всего оборудования. В первую очередь речь идет о конденсационном устройстве, насосном питательном агрегате, теплообменниках системы регенеративного подогрева питательной воды, деаэрационном устройстве, а также о таком специфическом для АЭС аппарате, как сепаратор или сепаратор-пароперегреватель (СПП).

В представленной на рис. 9.1 тепловой схеме пар из реакторного отделения АЭС по главному паропроводу поступает к турбоустановке.

Бо́льшая его часть идет в турбину — в ЦВД, меньшая — направляется во вторую ступень пароперегревателя *3*. Из ЦВД пар отбирается на первую ступень пароперегревателя и на деаэратор (подогревателей высокого давления в данной турбоустановке нет), а из следующего отбора — на последний (по воде) подогреватель — ПНД-5. После ЦВД основной поток пара направляется в сепаратор *2*, часть пара идет в подогрева-

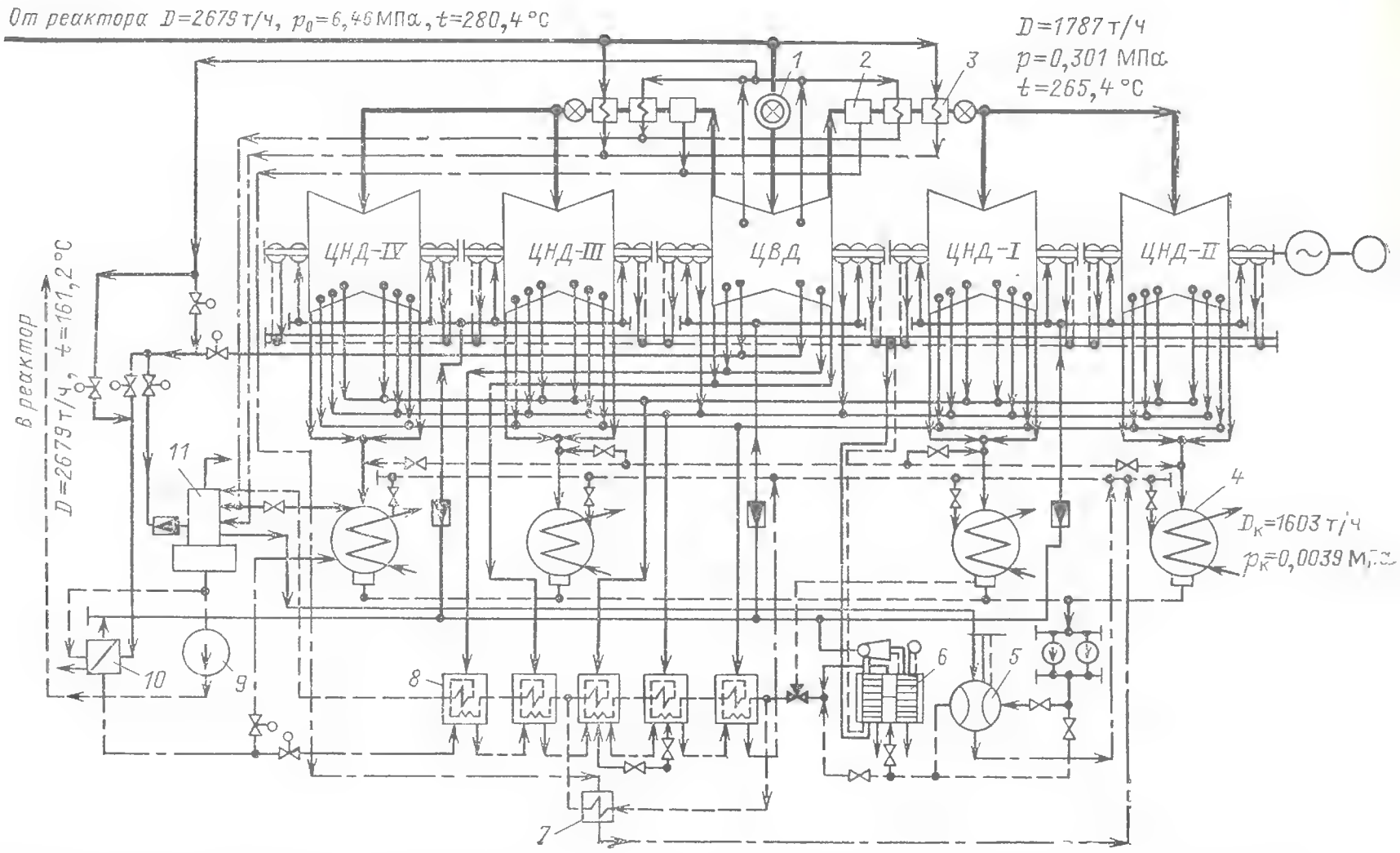


Рис. 9.1. Тепловая схема турбоустановки одноконтурной АЭС с паровой турбиной К-500-65/3000 ХТЗ:

1 — стопорный клапан; *2* — сепаратор; *3* — промежуточный перегреватель; *4* — конденсатор; *5* — основной эжектор; *6* — эжектор уплотнений; *7* — охладитель сепарата; *8* — подогреватели низкого давления; *9* — питательный насос; *10* — испаритель; *11* — деаэратор

тель ПНД-4. После СПП пар поступает в ЦНД. Из ЦНД пар отбирается на подогреватели ПНД-3, ПНД-2 и ПНД-1. Из ЦНД пар поступает в конденсатор *4*.

Конденсат из конденсаторов откачивается конденсатными насосами и последовательно проходит холодильники основного эжектора *5*, систему *8* из пяти ПНД и деаэратор *11*. Из деаэратора питательный насос *9*, приводимый электродвигателем, подает питательную воду в реакторное отделение. Для отсоса воздуха из конденсатора служат пароструйные эжекторы *5*, питаемые паром из деаэратора.

Из крайних секций концевых уплотнений всех цилиндров турбины пар отсасывается эжектором уплотнений *6*, питаемым паром из испарителя *10*. Из этого же испарителя чистый пар подается в концевые уплотнения турбины. В испарителе греющим паром, отдающим свою теплоту, является свежий пар турбоустановки.

Схема дренажей в подогревателях каскадная: в подогреватель ПНД-5 поступает конденсат свежего пара из испарителя, из него конденсат идет в ПНД-4, далее — в подогреватели ПНД-3, ПНД-2, ПНД-1, а из ПНД-1 — в конденсатор. В линию конденсата между подогревателями ПНД-1 и ПНД-3 включен охладитель дренажа *7*, куда поступает сепарат из сепаратора. Из охладителя *7* конденсат направляется в деаэратор.

9.2. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА И ПРОЦЕСС КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

Конденсационное устройство предназначено для двух основных целей.

Первым назначением конденсационного устройства являются конденсация пара, покидающего турбину, преобразование его в воду — в конденсат, поступающий в дальнейшем в котел, парогенератор или реактор.

Однако функцией конденсационного устройства является не просто получение конденсата, а получение чистого конденсата без растворенного в нем воздуха и других газов. Эта функция конденсационного устройства применительно к разного типа электростанциям будет рассмотрена ниже.

Второй задачей конденсационного устройства является установление и поддержание во время работы турбины глубокого разрежения (вакуума) за последней ступенью, или, точнее, за выходным патрубком турбины.

Влияние конечного давления (вакуума)

на экономичность турбоустановки и тем самым всей электростанции рассмотрено выше. Напомним, что повышение конечного давления на 1 кПа вызывает уменьшение КПД турбоустановки ТЭС в среднем на 1 %, а турбоустановок насыщенного пара АЭС — на 1,5—2 %. Расчетное конечное давление большинства мощных ТЭС и АЭС составляет 3,5—5,5 кПа, для ТЭЦ и АТЭЦ — 6—10 кПа.

Процесс конденсации происходит вследствие отдачи охлаждающей среде теплоты конденсации пара, равной теплоте парообразования r. Чем ниже температура охлаждающей среды, тем при прочих равных условиях будут ниже температура конденсирующегося пара и его давление.

Охлаждающей средой могут быть вода и воздух. В последнем случае применяются воздушные конденсаторы, которые в энергетике, в частности в атомной энергетике, не нашли распространения. Поэтому в данной книге рассматриваются только поверхностного типа конденсаторы, используемые на электростанциях, с водой в качестве охлаждающей среды.

В состав конденсационного устройства входят конденсатор, насосы охлаждающей (циркуляционной) воды, конденсатные насосы, воздухоотсасывающие устройства, трубопроводы, связывающие это оборудование. Схема конденсационного устройства показана на рис. 9.2. Охлаждающая вода из водоема *1* с помощью циркуляционного насоса *2* подается в трубную систему *3* конденсатора *4* и, пройдя ее, сбрасывается в охлаждающее устройство (например, градирню) или водоем *5*.

Для удаления воздуха из конденсатора служит воздухоотсасывающее устройство (рис. 9.2). Пароструйным эжектором вследствие эжектирующего действия разогнанного до большой скорости пара (обычно свежего или из деаэратора) из конденсатора отсасывается воздух, вместе с воздухом удаляется какое-то количество несконденсировавшегося пара. Теплота конденсации пара эжекторов может быть использована в холодильнике эжектора — теплообменнике, через который проходит конденсат после конденсатного насоса.

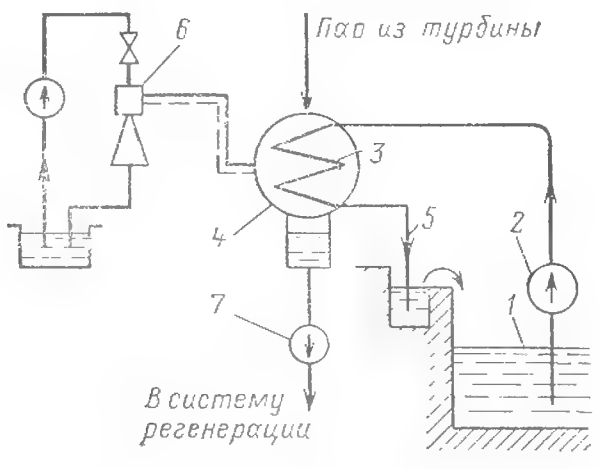


Рис. 9.2. Схема конденсационного устройства:

1 — источник охлаждающей воды; *2* — циркуляционный насос; *3* — трубная система конденсатора; *4* — конденсатор; *5* — сброс воды из конденсатора; *6* — воздухоотсасывающее устройство (водоструйный эжектор); *7* — конденсатный насос

Конденсат забирается конденсатным насосом *7* из конденсатора и далее или направляется непосредственно в систему регенеративного подогрева питательной воды, первой ступенью которой являются холодильники эжектора, или предварительно проходит систему конденсатоочистки.

На входе в конденсатор охлаждающая вода в зависимости от источника и типа водоснабжения, климатических условий и времени года имеет температуру $t_{ох.в}$. При проектировании электростанций среднегодовую расчетную температуру для ТЭС и АЭС принимают равной 10, 12, 15 или 20 °С, для ТЭЦ и АТЭЦ — 20 или 27 °С. На выходе из конденсатора температура охлаждающей воды составляет величину $t_{в2}$, т. е. она нагревается на $\Delta t_в = t_{в2} - t_{ох.в}$. Теоретически в идеальном конденсаторе при бесконечной поверхности охлаждения $F_к$ и отсутствии неконденсирующихся газов температура конденсата $t_к$ должна равняться температуре $t_{в2}$, в действительности же она всегда выше: $t_к > t_{в2}$. Разность этих температур, называемая температурным напором, $\delta t = t_к - t_{в2}$ обычно составляет 3—10 °С и зависит от ряда конструктивных, эксплуатационных и режимных факторов, рассматриваемых в § 9.3.

Температура конденсата, в первом приближении равная температуре пара на входе в горловину конденсатора, определяется очевидным соотношением

$$t_к = t_{ох.в} + \Delta t_в + \delta t. \qquad (9.1)$$

В конденсаторе вместе с паром оказывается некоторое количество воздуха. Воздух попадает, главным образом, через различные находящиеся под разрежением неплотности в турбине, паропроводах, самом конденсаторе, в первую очередь через неплотности фланцев, уплотнения, арматуру. Этот присос должен быть не больше определенной величины (при нагрузках от 40 до 100 %), указанной в табл. 9.1.

Бо́льшая величина $G_в$ для турбин АЭС, под которыми в данном случае подразумеваются турбины насыщенного пара, объясняется бо́льшим расходом пара в конденсатор.

В зависимости от качества воды и водного режима вместе с паром в конденсатор могут попадать и другие газы, например углекислота и аммиак. В одноконтурных АЭС со-

Таблица 9.1. **Наибольшая величина присоса воздуха**

Мощность, МВт		300	500	800	1000
Предельная величина присоса воздуха $G_в^{макс}$, кг/ч	Для ТЭС	30	40	60	—
	Для АЭС	—	60	—	120

держание газов, поступающих в конденсатор, возрастает за счет продуктов радиолиза и благородных газов, проникающих через оболочки твэлов.

Давление в конденсаторе равно сумме парциальных давлений водяного пара и неконденсирующихся газов, главным образом воздуха (закон Дальтона):

$$p_{см}=p_п+p_в, \qquad (9.2)$$

где индексы «п» и «в» соответственно относятся к пару и воздуху. Используя уравнение состояния $pv=RT$ для каждого компонента смеси (для водяного пара это неточно, но в общий расчет вносит незначительную ошибку) и принимая, что $T_п=T_в$, а $V_в=V_п=V$, получаем

$$\frac{p_в}{p_п}=\frac{G_в}{G_п}\,\frac{R_в}{R_п}.$$

Отношение газовых постоянных при соответствующих параметрах $R_в/R_п\approx0{,}622$. Тогда, введя относительное массовое содержание воздуха $\bar{G}_в=G_в/G_п$, получим

$$p_п=\frac{p_{см}}{1+0{,}622\bar{G}_в}. \qquad (9.3)$$

Даже при $\bar{G}_в=0{,}01$, что намного больше допустимого, разница в давлениях $p_п$ и $p_{см}$ ничтожна: при $p_{см}=5{,}00$ кПа получаем $p_{см}-p_п=0{,}03$ кПа. Однако по мере движения пара через конденсатор из-за конденсации пара относительное содержание воздуха растет и парциальное давление пара уменьшается. В месте отсоса паровоздушной смеси содержание воздуха значительно. Изменение давлений $p_п$ и $p_в$ по ходу пара от горловины конденсатора до места отсоса видно из рис. 9.3. Снижение давления Δp определяет паровое сопротивление конденсатора. В месте отсоса паровоздушной смеси давление пара $p_п$ существенно ниже $p_{см}$, и поэтому образующийся конденсат будет иметь меньшую температуру, чем температура, соответствующая давлению $p_{см}$.

Разность температур пара $t_к$ и конденсата в конденсатосборнике $t'_к$, называемая переохлаждением конденсата, $\Delta t_к$ способствует насыщению конденсата кислородом, вызывающим коррозию конденсатного тракта. Чтобы свести до минимума переохлаждение конденсата, конденсаторы выполняются так называемого регенеративного типа: в них основной поток пара подогревает конденсат, сливающийся в конденсатосборник.

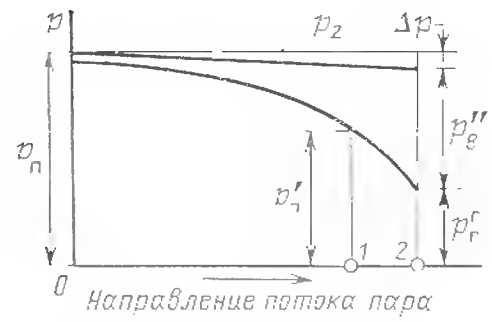


Рис. 9.3. Изменение давления паровоздушной смеси и парциальных давлений по потоку пара в конденсаторе: *0* — вход в конденсатор; *1* — начало воздухоохладителя; *2* — отсос паровоздушной смеси

Этим, однако, вредное действие воздуха не ограничивается: неконденсирующиеся газы существенно ухудшают процесс теплопередачи от пара, проходящего между трубок конденсатора, к охлаждающей воде, циркулирующей по этим трубкам. Очевидно, что количество пара, отсасываемого с воздухом, должно быть как можно меньшим, так как соответственно ему в замкнутой системе турбоустановки потребуется добавок воды; кроме того, чем больше отсасывается пара, тем большей должна быть производительность воздухоотсасывающего устройства. Поэтому выделяется часть трубного пучка (воздухоохладитель), занимающая 8—15 % всей поверхности охлаждения и располагающаяся так, чтобы в ней практически завершилась конденсация пара.

9.3. КОНСТРУКЦИЯ КОНДЕНСАТОРА И ЕГО ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Конструкция конденсатора

Конденсаторы устанавливают под турбиной — в подвальном помещении машинного зала электростанции. Это так называемые подвальные конденсаторы. Если ось конденсатора совпадает с направлением оси турбины, то такое расположение конденсатора называется продольным, если поперек — поперечным. Выбор способа расположения конденсаторов зависит от их числа, размеров, удобства компоновки и обслуживания всей турбоустановки. Число конденсаторов определяется числом ЦНД турбины, и чаще всего каждый ЦНД имеет свой конденсатор.

Принципиальная конструкция конденсатора показана на рис. 9.4. Конденсатор (в

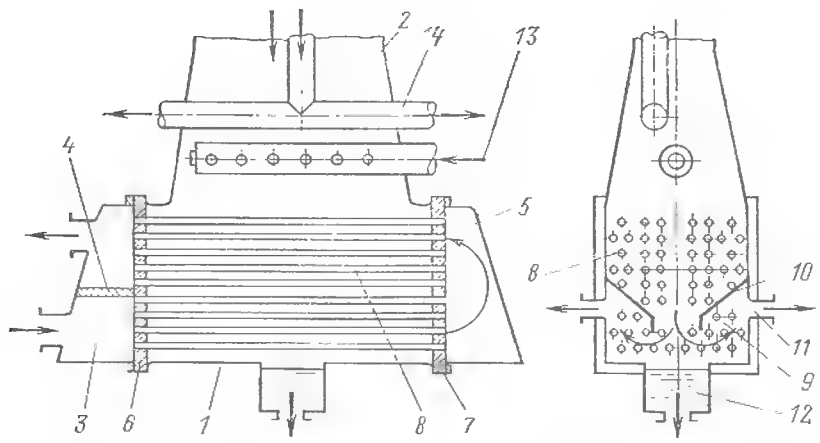


Рис. 9.4. Конструктивная схема двухходового конденсатора:

1 — корпус; *2* — горловина; *3* — входная часть передней водяной камеры; *4* — перегородка; *5* — задняя водяная камера; *6* и *7* — трубные доски; *8* — конденсаторные трубки; *9* — воздухоохладитель; *10* — паровые щитки; *11* — отсос паровоздушной смеси; *12* — конденсатосборник; *13* — сбросное устройство для пара, поступающего из БРОУ; *14* — трубы выхода пара из камер отбора ЦНД

данном случае подвального типа) имеет цилиндрический или в виде параллелепипеда корпус *1*, изготавливаемый из углеродистой стали. Подвод пара из выходного патрубка турбины производится через горловину конденсатора *2*. Современные конденсаторы обычно свариваются с патрубком турбины, что обеспечивает высокую воздушную плотность их соединения. Охлаждающая вода поступает в конденсатор и покидает его, проходя через водяные камеры. Чаще всего конденсаторы по воде выполняются двухходовыми (как на рис. 9.4) или одноходовыми. В первом случае вода поступает в переднюю водяную камеру *3*, имеющую перегородку *4*, проходит через нижнюю половину трубок и заднюю водяную камеру *5*, поворачивает и направляется в трубки, расположенные в верхней части конденсатора, откуда выходит через верхнюю часть передней водяной камеры. При одноходовой конструкции вода входит в переднюю водяную камеру, проходит через всю трубную систему и выходит из задней водяной камеры. Водяные камеры от основного пространства, в котором между трубками движутся пар и сконденсировавшийся конденсат, отделяются трубными досками *6* и *7*.

Основным элементом конденсатора является совокупность конденсаторных трубок — трубный пучок *8*. Трубки применяются большой длины (до 9 м и более), наружным диаметром обычно 25 и 28 мм, толщиной 1 мм и изготавливаются из латуни, медно-никелевого сплава, изредка из титанового сплава, нержавеющих сталей. Трубки крепятся в трубных досках, как правило, вальцовкой. Для лучшей плотности соединения трубок дополнительно применяется битумная или эпоксидная обмазка; возможно сварное соединение стальных трубок с трубными досками. Иногда, особенно в конденсаторах, охлаждаемых морской водой, и для некоторых турбин АЭС, используются двойные трубные доски. В пространство между ними подается конденсат с давлением выше давления охлаждающей воды. В такой конструкции при неплотностях внутренних досок к пару будет подмешиваться не сырая вода, а конденсат.

Однако сложность изготовления и особенно ремонта при такой конструкции резко возрастает. Длинные конденсаторные трубки поддерживаются промежуточными перегородками.

Эффективность конструкции конденсатора определяется главным образом компоновкой трубного пучка. Рациональной компоновкой удается снизить температурный напор, обеспечить малое паровое сопротивление и отсосать вместе с воздухом минимальное количество пара. В конструкциях крупных конденсаторов применяется (см. ниже рис. 9.6,*б*) ленточная компоновка, позволяющая компактно расположить поверхность охлаждения при малом паровом сопротивлении. Конденсат скапливается в нижней части конденсатора — в конденсатосборнике *12* (рис. 9.4).

Поскольку внутренняя поверхность конденсаторных трубок загрязняется и при этом ухудшаются условия теплообмена и, следовательно, ухудшается вакуум, трубки необходимо периодически чистить. Для того чтобы эту чистку произвести без остановки турбины, обычно охлаждающая вода подается в конденсатор двумя параллельными потоками, тогда при осмотре, чистке, ремонте одной половины трубок конденсация пара осуществляется только на той половине трубок, по которым идет вода. Конечное давление при этом возрастает, нагрузка же турбины часто снижается.

Конденсаторы мощных турбин жестко связаны с выходным патрубком турбины. Очевидно, что при этом нельзя жестко устанавливать конденсатор на фундаменте: тепловое расширение конденсатора в вертикальном направлении приведет к расцентровке турбины. В связи с этим конденсатор устанавливается на фундаменте на пружинных опорах.

Кроме отмеченных основных функций конденсационного устройства в нем также осуществляется деаэрация, т. е. освобождение конденсата от кислорода. Для этого используется непрерывный отсос воздуха воздухоотсасывающим устройством и нагрев конденсата в конденсатосборнике до температуры насыщения, при которой выделяется

воздух. Деаэрация особенно важна для АЭС с одноконтурными схемами, в которых требуется удалить радиолитический кислород и радиоактивные благородные газы. Деаэрация уменьшает коррозию конденсатного тракта, снижая тем самым поступление в реактор окислов конструкционных материалов.

Тепловой расчет конденсатора

При проектировании в первую очередь необходимо определить поверхность охлаждения конденсатора $F_к$. Для этого воспользуемся уравнением теплопередачи

$$Q_к = F_к K \delta t_{ср} \qquad (9.4)$$

и уравнением теплового баланса

$$Q_к = G_к (h_к - h'_к) = W_{ох.в} c_в (t_{в2} - t_{ох.в}), \qquad (9.5)$$

где $Q_к$ — количество передаваемой теплоты; $G_к$ — расход пара в конденсатор; $h_к$ и $h'_к$ — соответственно энтальпия пара в конце расширения в турбине и конденсата в конденсатосборнике при давлении $p_к$; $W_{ох.в}$ — расход охлаждающей воды; $c_в$ — удельная теплоемкость воды; $\delta t_{ср}$ — среднелогарифмический температурный напор:

$$\delta t_{ср} = \frac{t_{в2} - t_{ох.в}}{\ln \frac{t_к - t_{ох.в}}{t_к - t_{в2}}}; \qquad (9.6)$$

K — коэффициент теплопередачи, осредненный по поверхности $F_к$.

Отношение расхода охлаждающей воды к расходу поступающего в конденсатор пара называется кратностью охлаждения:

$$m = W_{ох.в}/G_к. \qquad (9.7)$$

Для крупных конденсаторов, в частности для конденсаторов турбин АЭС, $m = 50 \div 100$. Кратность охлаждения выбирается, как и некоторые другие характеристики конденсационного устройства, на основе технико-экономических расчетов: увеличение m, с одной стороны, означает углубление вакуума, с другой — требует бо́льших капитальных вложений в установки водоснабжения, большого расхода охлаждающей воды, большей мощности циркуляционных насосов.

При реальных значениях давления и влажности пара в конце процесса расширения в турбине разность $(h_к - h'_к)$ меняется мало и, если отсутствуют точные данные из расчета турбины, можно принять $(h_к - h'_к) \approx 2200$ кДж/кг. Тогда из соотношения (9.5) получаем нагрев охлаждающей воды:

$$\Delta t_в = t_{в2} - t_{ох.в} = \frac{h_к - h'_к}{c_в m} \approx \frac{2200}{c_в m}. \qquad (9.8)$$

Коэффициент теплопередачи в конденсаторе определяется тремя составляющими: коэффициентом теплоотдачи от пара (точнее, от смеси пара, конденсата и воздуха) к стенке конденсаторной трубки $\alpha_п$, термическим сопротивлением стенки этой трубки $R_{ст}$ и коэффициентом теплоотдачи от трубки к охлаждающей воде $\alpha_в$:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_п} + R_{ст} + \frac{1}{\alpha_в}\right)^{-1}. \qquad (9.9)$$

Используя выражения, известные из курса теплопередачи, запишем

$$\alpha_в = 0{,}023\, \mathrm{Re}^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,4} \frac{\lambda_в}{d_{вн}}. \qquad (9.10)$$

Здесь $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубки; $\lambda_в = f(t_в)$ — коэффициент теплопроводности воды; $\mathrm{Re} = \frac{w_в d_{вн}}{\nu_в}$ — число Рейнольдса, где $w_в$ — скорость воды в трубках, обычно $w_в = 1 \div 2$ м/с; $\nu_в = f(t_в)$ — кинематическая вязкость воды; $\mathrm{Pr} = \nu_в / a_в$ — число Прандтля, где $a_в$ — коэффициент температуропроводности.

Обычно $\alpha_в = 5{,}5 \div 8{,}5$ кДж/(м²·с·К) и главным образом зависит от скорости воды, возрастая с ее увеличением.

Термическое сопротивление стенки трубки определяется по формуле

$$R_{ст} = \frac{1}{2} \frac{d_н}{\lambda_{ст}} \ln \frac{d_н}{d_{вн}}, \qquad (9.11)$$

а с учетом отложений толщиной $\Delta_{отл}$ на внутренней стороне трубки

$$R_{ст} = \frac{1}{2} \frac{d_н}{\lambda_{ст}} \ln \frac{d_н}{d_{вн}} + \frac{1}{2} \frac{d_н}{\lambda_{отл}} \ln \frac{d_н}{d_{вн} + 2\Delta_{отл}} \approx \approx \frac{d_н - d_{вн}}{2\lambda_{ст}} + \frac{\Delta_{отл}}{\lambda_{отл}}. \qquad (9.12)$$

Здесь $d_н$ — наружный диаметр трубки; $\lambda_{ст}$ и $\lambda_{отл}$ — коэффициенты теплопроводности материала трубки и отложений. Для латунных трубок с толщиной стенки 1 мм $R_{ст} = 0{,}1 \times 10^{-3}$ м²·с·К/кДж; при отложениях толщиной $\Delta_{отл} = 0{,}1$ мм термическое сопротивление возрастает в 5—10 раз.

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке теоретически может быть определен для одиночной трубки и неподвижного чистого (без воздуха) пара:

$$\alpha_{пl} = 0{,}844 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\lambda_к^3 \rho_к r}{\nu_к d_н \Delta t_{ст}}\right). \qquad (9.13)$$

Здесь $\lambda_к$, $\nu_к$ и $\rho_к$ относятся к конденсату при температуре пленки; $\rho_к$ — плотность; r — теплота конденсации (при температуре стенки); $\Delta t_{ст} = t_к - t_{ст}$.

В действительности с учетом движения пара, присутствия в паре воздуха, различных условий теплоотдачи для разных трубок конденсатора, а также по длине трубок реальный коэффициент теплоотдачи отказывается на 15—35 % меньше $\alpha_{пt}$. Известны методы определения $\alpha_п/\alpha_{пt}$ в зависимости от ряда конструктивных и режимных характеристик трубного пучка [46]. Однако эти эмпирические методы базируются на испытаниях конденсаторов, при которых в той или иной мере от теоретических отличаются также коэффициенты $\alpha_в$ и $R_{ст}$. В связи с этим широко используются эмпирические зависимости для определения коэффициента теплопередачи во всей трубной системе конденсатора, в частности зависимость, полученная ВТИ [2]. Эта зависимость дает приемлемое совпадение с данными испытаний крупных конденсаторов, в частности конденсаторов ХТЗ для турбин АЭС:

$$K = 4070a\left(\frac{1,1w_в}{d_{вн}^{1/4}}\right)^{0,12a\,(1+0,15t_{ох.в})}[1 - b\sqrt{a}\,(35 - t_{ох.в})^2\cdot 10^{-3}]\times \left[1 + \frac{z-2}{10}\left(1 - \frac{t_{ох.в}}{35}\right)\right]\Phi_в,\ Вт/(м^2\cdot К). \quad (9.14)$$

Здесь $b = 0,52—7,2\ G_к/F_к$; $G_к/F_к$ — в кг/(м²·с); $d_{вн}$ — в мм; $w_в$ — в м/с; a — коэффициент чистоты (для чистых трубок $a = 0,8 \div 0,85$); $\Phi_в \leqslant 1$ учитывает влияние паровой нагрузки (при номинальном режиме $\Phi_в = 1$). Формула (9.14) получена для латунных трубок и пригодна при $t_{ох.в} < 35$ °С. Если $27° < t_{ох.в} < 35$ °С, вместо показателя степени $[0,12a(1 + 0,15t_{ох.в})]$ надо подставить 0,6 a.

Расчет и испытания крупных конденсаторов с латунными трубками при присосах воздуха в пределах приведенных выше норм и при небольшой степени загрязнения внутренней поверхности трубок показали, что коэффициент теплопередачи составляет:

$$K = 2,1 \div 2,6\ кВт/(м^2\cdot К).$$

Как видно из формулы (9.14) и предыдущих формул этого параграфа, на коэффициент K влияют многие конструктивные и режимные параметры конденсатора. Большую роль играет теплопроводность материала трубок, поэтому, если позволяют условия (в частности, при пресной воде), предпочтительно применять латунные трубки с малым коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ст} = 1 \div 2 \times 10^{-3}$ кДж/(м²·с·К). Увеличение скорости воды повышает коэффициент теплопередачи, однако при значительной скорости воды возможна эрозия входных участков трубок, возрастает мощность циркуляционных насосов. Несколько возрастает коэффициент теплопередачи с увеличением температуры охлаждающей воды $t_{ох.в}$ (что, конечно, ни в коей мере не компенсирует ухудшения вакуума при этом), с уменьшением внутреннего диаметра трубок, с уменьшением расчетной удельной паровой нагрузки конденсатора $G_к/F_к$. Отрицательно сказываются на величине K увеличенные присосы воздуха и отложения на трубках.

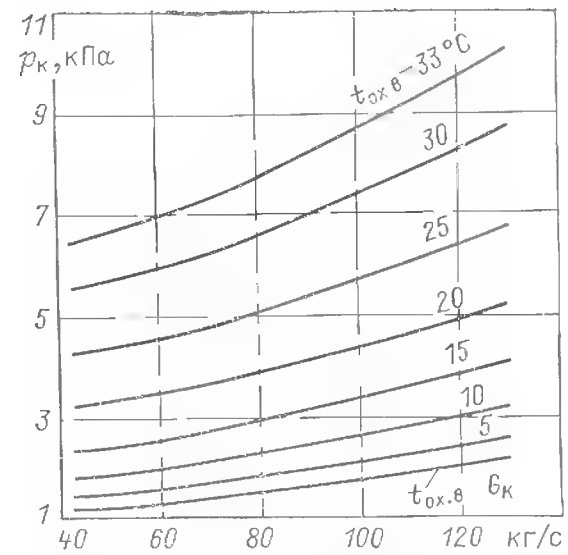


Рис. 9.5. Характеристика конденсатора К-12150 турбин ХТЗ К-220-44 и К-500-65/3000

При изменении режима работы трубоустановки — температуры воды $t_{ох.в}$, ее расхода $W_{ох.в}$, расхода пара в конденсатор $G_к$ (при изменении мощности турбины, отборов пара, основных параметров и т. д.), а также при отложениях на трубках, повышенных присосах воздуха и т. д. изменяется давление $p_к$. Зависимость $p_к = f(G_к,\ t_{ох.в},\ W_{ох.в})$ называется характеристикой конденсатора. Наиболее точно она получается в результате испытаний конденсационных устройств непосредственно на электростанциях. При проектировании строится расчетная характеристика, для чего используются записанные выше формулы, в частности формула (9.14), учитывающая влияние режимных параметров. Для более грубых оценок этого влияния можно пользоваться формулой А. В. Щегляева для температурного напора:

$$\delta t = \frac{A}{t_{ох.в} + 31,5}\left(3600\frac{G_к}{F_к} + 7,5\right). \quad (9.15)$$

Здесь эмпирический коэффициент $A = 5 \div 8$ и принимается по вычисленному температурному напору δt при расчетных условиях.

На рис. 9.5 показана характеристика конденсатора К-12150 турбины ХТЗ К-220-44 при $W_{ох.в} = 27\,740$ т/ч.

Пример 9.1. Определим поверхность охлаждения $F_к$ конденсатора для турбины К-500-65/3000 при следующих основных заданных условиях: расход пара

в конденсатор $G_к=120$ кг/с, температура охлаждающей воды $t_{ох.в}=12$ °С, расчетное конечное давление $p_к=4{,}0$ кПа.

Для расчета принимается кратность охлаждения $m=60$. При этих условиях можно принять $K=2{,}2$ кВт/(м²·К). Расход охлаждающей воды $W_{ох.в}=G_к m=120\cdot 60=7200$ кг/с. Для всей турбины при четырех конденсаторах $W_{ох.в}=28\,800$ кг/с $=104\cdot 10^3$ м³/ч.

Приняв $h_к-h'_к=2200$ кДж/кг, найдем по (9.8) нагрев охлаждающей воды

$$\Delta t_в=\frac{h_к-h_к'}{c_в m}=\frac{2200}{4{,}19\cdot 60}=8{,}75\ °C$$

и $t_{в2}=20{,}75$ °С.

Давлению $p_к=4{,}0$ кПа соответствует температура $t_к=28{,}98$ °С. Следовательно, температурный напор $\delta t=t_к-t_{в2}=8{,}23$°С, а среднелогарифмический температурный напор по (9.6)

$$\delta t_{ср}=\frac{\Delta t_в}{\ln\dfrac{t_к-t_{ох.в}}{t_к-t_{в2}}}=\frac{8{,}75}{\ln\dfrac{28{,}98-12{,}00}{28{,}98-20{,}75}}=12{,}08\ °C.$$

Тогда, предварительно по (9.5) вычислив $Q_к=G_к(h_к-h'_к)=120\cdot 2200=264\times 10^3$ кДж/с, по (9.4) найдем охлаждающую поверхность конденсатора:

$$F_к=\frac{Q_к}{K\delta t_{ср}}=\frac{264\cdot 10^3}{2{,}2\cdot 12{,}08}=9934\ м^2.$$

Удельная паровая нагрузка конденсатора равна:

$$\frac{G_к}{F_к}=\frac{120}{9934}=12{,}1\cdot 10^{-3}\ кг/(с\cdot м^2)=43{,}62\ кг/(ч\cdot м^2).$$

Выбрав диаметр трубок $d_н/d_{вн}=28/26$ мм, длину их (расстояние между трубными досками) $l=8{,}5$ м, подсчитываем число трубок n:

$$n=\frac{F_к}{\pi d_н l}=\frac{9934}{\pi\, 0{,}028\cdot 8{,}5}=13\,290.$$

Находим среднюю скорость воды, приняв двухходовую конструкцию ($z=2$):

$$w_в=\frac{W_{ох.в}}{\rho_в\dfrac{n}{z}\dfrac{\pi}{4}d_{вн}^2}=\frac{7200\cdot 2\cdot 4}{1\cdot 10^3\cdot 13\,290\cdot\pi\, 0{,}026^2}=$$
$$=2{,}04\ м/с.$$

Если, дополнительно задавшись $a=0{,}8$, подсчитать K по (9.16), то получим $K=2{,}589$ кВт/(м·К).

Пример 9.2. Для конденсатора, рассчитанного в примере 9.1, определить давление $p_к$ при новых условиях: температуре охлаждающей воды $t_{ох.в}=20$ °С, половинном расходе пара $G_к=60$ кг/с и уменьшенном на одну треть расходе воды $W_{ох.в}=4800$ кг/с.

При этих условиях удельная нагрузка конденсатора $G_к/F_к=6{,}1\cdot 10^{-3}$ кг/(с·м²), кратность циркуляции $m=4800/60=80$.

Тогда согласно (9.8), приняв, что $h_к-h'_к=2200$ кДж/кг=const, получим

$$\Delta t_в=\frac{h_к-h_к'}{c_в m}=\frac{2200}{4{,}19\cdot 80}=6{,}56\ °C$$

и $t_{в2}=26{,}56$ °С.

Воспользовавшись подсчитанным в примере 9.1 температурным напором $\delta t=8{,}23$ °С, вычислим для расчетного режима коэффициент A в формуле (9.15):

$$A=\delta t\,\frac{t_{ох.в}+31{,}5}{3600G_к/F_к+7{,}5}=$$
$$=8{,}23\,\frac{12+31{,}5}{3600\cdot 12{,}1\cdot 10^{-3}+7{,}5}=7{,}0.$$

Тогда по этой же формуле для новых условий найдем

$$\delta t=\frac{A}{t_{ох.в}+31{,}5}\left(3600\,\frac{G_к}{F_к}+7{,}5\right)=$$
$$=\frac{7}{20+31{,}5}(3600\cdot 6{,}1\cdot 10^{-3}+7{,}5)=4{,}0\ °C.$$

Следовательно, $t_к=t_{ох.в}+\Delta t_в+\Delta t=20{,}0+6{,}6+4{,}0=30{,}6$ °С и по таблицам водяного пара $p_к=4{,}4$ кПа.

Последовательное включение конденсаторов

В некоторых мощных турбинах с несколькими ЦНД и соответственно с несколькими конденсаторами, например в турбине К-1000-60/3000 ЛМЗ, применяется последовательное включение конденсаторов по охлаждающей воде. При этом в первом по ходу воды конденсаторе давление будет ниже среднего $p_к$, а во втором (при двух конденсаторах) — выше. Соответственно разными будут мощности ЦНД, соединенных с данными конденсаторами. С одной стороны, выигрыш в мощности первого ЦНД и проигрыш в мощности второго ЦНД определяются тепловым балансом системы конденсаторов, т. е. температурами и соответственно давлениями пара в них. С другой стороны, от давления в каждом конденсаторе по кривой поправок на вакуум (см. рис. 5.14) будет зависеть и мощность каждого ЦНД. Если турбина спроектирована на конечное давление, близкое к предельному, то выигрыш в увеличении мощности первого (по потоку воды в конденсаторе) ЦВД будет небольшим и не скомпенсирует снижения мощности следующего ЦНД. Наоборот, при режимах с меньшими значениями осевой составляющей скорости c_{2a} последней ступени выигрыш в мощности первого ЦНД будет больше снижения мощности второго ЦНД. Особенно значительный выигрыш в мощности и, следовательно, в экономичности при последовательном включении конденсаторов отвечает режимам работы при уменьшенных расходах пара и повышенных значениях температуры охлаждающей воды.

Конденсаторы удобно компонуются для последовательного включения по воде при одноходовой их конструкции и продольном расположении. Так сделано в турбине К-1000-60/3000 ЛМЗ для АЭС. Здесь по обе стороны ЦВД располагаются по два ЦНД

(см. рис. 6.22), каждый со своим конденсатором. Следовательно, половина потоков низкого давления и их последних ступеней будет работать с конечным давлением $p^{I}_{к}$, меньшим, чем среднее его значение $(p_к)_{ср}$, а другая половина — с конечным давлением $p^{II}_{к}$, большим, чем $(p_к)_{ср}$. При номинальном расходе пара, кратности охлаждения $m=50$ и $t_{ох.в}=15\,°C$ выигрыш в мощности на всю турбину составляет $\Delta P_э=2{,}25$ МВт, т. е. относительное увеличение КПД турбоустановки $\Delta\eta/\eta_э=0{,}25\%$, а при температуре $t_{ох.в}=30\,°C$ оно составит 0,7%.

Особенности конденсационных устройств турбин АЭС

1. Для турбин АЭС с водоохлаждаемыми реакторами и соответственно с бо́льшими (при той же мощности) расходами пара $G_к$, чем для турбин ТЭС, требуются или бо́льшие поверхности охлаждения каждого конденсатора, или большее число конденсаторов. Так, в турбинах на $n=50$ 1/с мощностью 500 МВт для ТЭС требуется два конденсатора, а для АЭС при $p_0=6$ МПа — четыре таких же конденсатора. Размеры конденсатора очень сильно возрастают в турбоустановках с тихоходными турбинами, каждый ЦНД которых пропускает в 2—3 раза больше пара, чем у быстроходного агрегата. Размеры и другие характеристики конденсаторов мощных турбин АЭС приведены в табл. 9.2.

2. В турбоустановках АЭС конденсаторы должны быть рассчитаны на прием и сброс большого количества свежего пара, поступающего помимо турбины из парогенераторов или реактора. Главная причина необходимости перепуска свежего пара прямо в конденсатор — невозможность в аварийной ситуации отключить реактор столь же быстро, как турбину. Потребность в перепуске пара может возникнуть также при пусковых режимах, внезапных сбросах нагрузки. Конденсаторы турбоустановок насыщенного пара проектируются для приема до 60 % всего расхода свежего пара. Свежий пар, перед тем как попасть в конденсатор, проходит специальное приемно-сбросное устройство БРУ-К, где охлаждается и последовательно многократно дросселируется. Этот пар поступает в конденсатор слегка (на 10—20 °С) перегретым.

3. При работе турбоустановки радиоактивным паром предъявляются повышенные требования к плотности конденсатора. Кроме того, должно быть обеспечено быстрое и полное дренирование конденсатора, отсутствие в нем застойных зон. В конденсационном устройстве, как и в других элементах турбоустановок АЭС с одноконтурными схемами, исключается применение некоторых материалов (см. § 7.5). В этих АЭС после конденсатора обязательна конденсатоочистка.

Описание конструкции конденсатора К-12150

Конденсатор используется для турбин насыщенного пара ХТЗ: на некоторых АЭС для К-220-44 (два конденсатора) и последних модификаций К-500-65/3000 (четыре конденсатора). Обе турбины имеют близкие по конструкции ЦНД и незначительно отличаются по номинальному расходу пара в конденсатор (табл. 9.2). Конденсаторы подвального типа (рис. 9.6,*а*) располагаются попарно поперек оси турбины.

Трубный пучок имеет ленточную компоновку с боковыми проходами для пара и центральным отсосом паровоздушной смеси. Для каждого конденсатора трубный пучок симметричен. Трубки длиной 9 м, диаметром 28/26 мм с ромбическим расположением и шагом в 35 мм.

Компоновка трубного пучка обеспечивает равномерную нагрузку всей поверхности теплопередачи и относительно небольшую скорость пара — 50—60 м/с. Для повышения надежности периферийных трубок пучка, обычно подвергающихся большей эрозии и вибрации, трубки имеют удвоенную толщину. Поверхность воздухоохладителя составляет около 10 % всей поверхности охлаждения. Проходное сечение воздухоохладителя по потоку пара выполнено суживающимся, чтобы повысить скорость паровоздушной смеси и интенсивность теплопередачи, снизить температуру и объем отсасываемой смеси и тем самым облегчить работу воздухоотсасывающего устройства. В конденсатосборнике выполнено специальное деаэрационное устройство (рис. 9.6,*в*). Стекающий через край конденсатосборника конденсат поступает на дырчатый щит. Струи стекающего конденсата под этим щитом омываются поперечным потоком отработавшего пара, поступающего из выходного патрубка турбины.

Таблица 9.2. **Основные характеристики конденсаторов**

Марка турбины	Наименование конденсатора	Число конденсаторов	Поверхность, м²	Число ходов	Расход пара, кг/с	Температура воды, °С	Давление, гПа	Примечание
К-220-44 ХТЗ	К-12150	2	12 150	2	106	22	5,1	—
К-500-65 ХТЗ	К-10120	4	10 120	2	114	12	3,9	—
К-500-60 ХТЗ	К-22550	2	22 550	2	146	22	5,9	Боковой
К-750-65 ХТЗ	К-16160	4	16 160	2	176	15	4,5	—
К-1000-60-I ХТЗ	К-45600*	6	45 600*	1	468*	15	3,9	Боковой
К-1000-60 ЛМЗ	КЦ-1000	4	22 000	2	213	20	4,9	—

* С каждой стороны турбины (на три конденсатора).

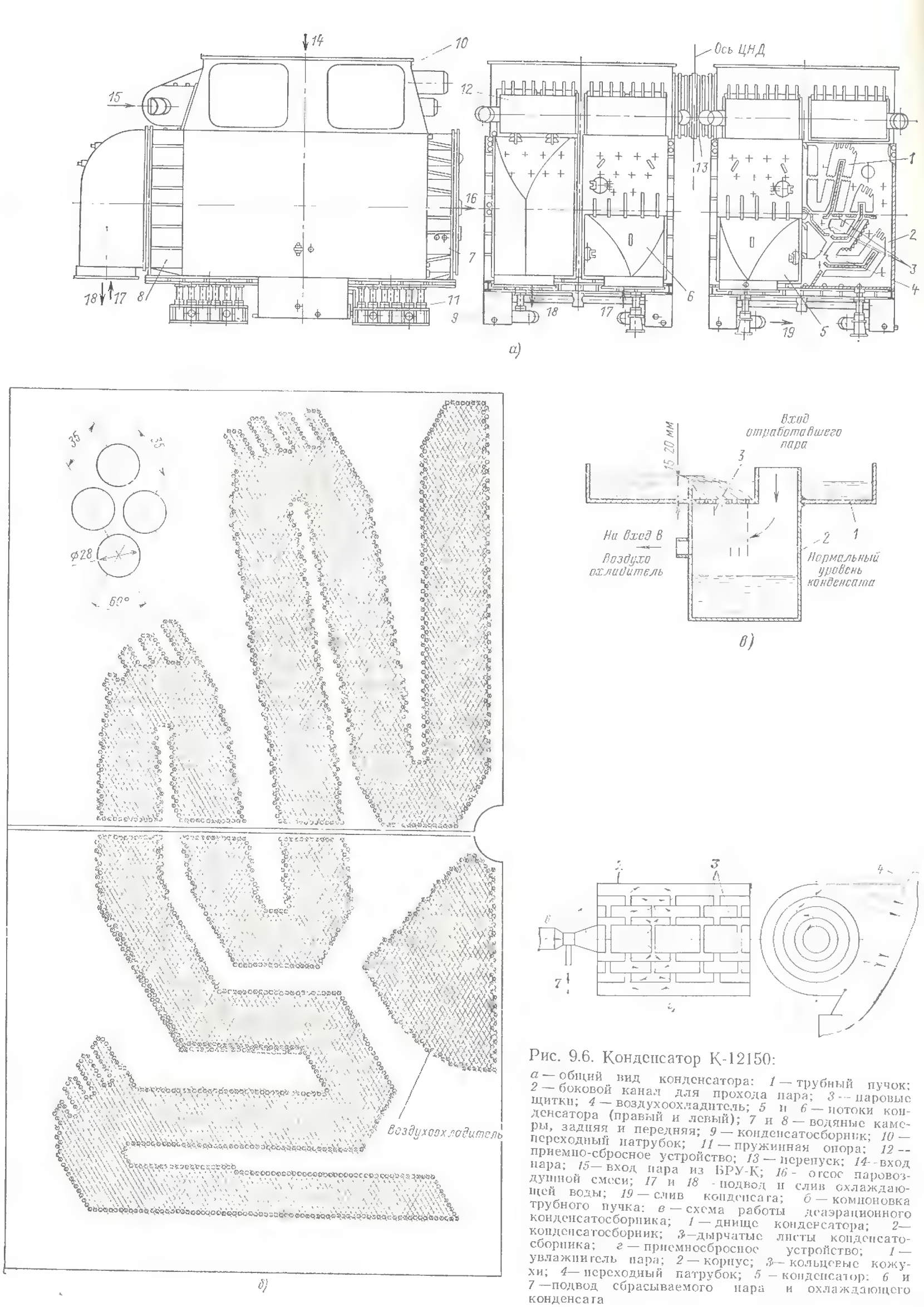


Рис. 9.6. Конденсатор К-12150:

а — общий вид конденсатора: *1* — трубный пучок; *2* — боковой канал для прохода пара; *3* — паровые щитки; *4* — воздухоохладитель; *5* и *6* — потоки конденсатора (правый и левый); *7* и *8* — водяные камеры, задняя и передняя; *9* — конденсатосборник; *10* — переходный патрубок; *11* — пружинная опора; *12* — приемно-сбросное устройство; *13* — перепуск; *14* — вход пара; *15* — вход пара из БРУ-К; *16* — отсос паровоздушной смеси; *17* и *18* — подвод и слив охлаждающей воды; *19* — слив конденсата; *б* — компоновка трубного пучка: *в* — схема работы деаэрационного конденсатосборника; *1* — днище конденсатора; *2* — конденсатосборник; *3* — дырчатые листы конденсатосборника; *г* — приемносбросное устройство; *1* — увлажнитель пара; *2* — корпус; *3* — кольцевые кожухи; *4* — переходный патрубок; *5* — конденсатор: *6* и *7* — подвод сбрасываемого пара и охлаждающего конденсата

Конденсатор имеет специальное устройство, обеспечивающее прием свежего пара помимо турбины и сброс его (рис. 9.6,*г*); это устройство устанавливается на торцевых стенках переходных патрубков конденсатора. Работа устройства ясна из схемы рис. 9.6,*г*. Впрыском охлаждающего конденсата можно регулировать температуру сбрасываемого пара перед входом в конденсатор. Сбросной пар в отличие от основного потока пара поступает немного перегретым, что обеспечивает испарение впрыскиваемого конденсата.

Конденсаторы выполнены двухходовыми с корпусом прямоугольной формы. Конструкция турбины с двумя расположенными рядом ЦНД и соответственно находящимися рядом двумя конденсаторами позволила отказаться от двух потоков воды для каждого конденсатора. Это упростило компоновку турбоустановки, сократило число водоводов, однако при этом пришлось объединить выходы из двух соседних ЦНД с помощью внешних перемычек, выполненных в виде прямоугольных коробов.

Эти конденсаторы, как и большинство конденсаторов крупных турбин, так велики, что не могут транспортироваться по железной дороге в собранном виде. Поэтому конденсаторы изготавливаются из отдельных блоков, сварка которых и установка трубного пучка производятся на электростанциях.

Для турбины К-500-65/3000, работающей в одноконтурной схеме АЭС, конструкция конденсатора несколько изменена — пар подводится в ЦНД по ресиверам, проходящим в переходных патрубках конденсатора. Это усложняет конструкцию последнего, создает дополнительное сопротивление для пара, однако диктуется требованием расположения паропроводов радиоактивного пара, включая ресиверы, в пределах бокса биологической защиты, находящегося под отметкой обслуживания.

Описание конструкции конденсатора К-22550

Конденсатор используется для тихоходной турбины ХТЗ мощностью 500 МВт. Кроме больших размеров одного конденсатора, присущих тихоходным турбинам, особенностью данного является его расположение не под турбиной, а рядом с ней (боковой конденсатор).

Пар из ЦНД поступает в два боковых конденсатора, расположенных по обе стороны ЦНД (рис. 9.7). Достоинством боковых конденсаторов являются меньшая высота отметки расположения турбины и, следовательно, меньшая высота фундамента, что важно для столь больших габаритов и масс тихоходных агрегатов. Другим достоинством является более равномерный выход пара из последней ступени ЦНД, что позволяет достигнуть меньших потерь в выходном патрубке, меньшей окружной неравномерности потока за этой ступенью. Боковые конденсаторы по сравнению с подвальными имеют бо́льшую протяженность соединений, находящихся под разрежением, что может вызвать повышенные присосы воздуха. Кроме того, уровень конденсата приближен к проточной части турбины, что может стимулировать его заброс в турбину. Однако первый опыт эксплуатации турбин ХТЗ с такими конденсаторами не выявил перечисленных выше возможных неприятностей.

Конденсаторы выполнены двухходовыми, двухпоточными по охлаждающей воде. Каждый из конденсаторов соединен с четырьмя выходами одной стороны ЦНД переходным патрубком, имеющим общий выход на стороне конденсатора. В зависимости от расчетного пара меняется ширина бокового конденсатора при неизменных остальных его размерах.

Компоновка трубного пучка выполнена в виде многократно свернутой ленты с учетом бокового, несколько наклоненного к горизонтальной плоскости потока пара из турбины. Поскольку конденсаторы имеют большую поверхность охлаждения, то в каждом из них выделены четыре зоны удаления воздуха — четыре воздухоохладителя, каждый из которых относится к одной четверти основного трубного пучка. В вертикальном направлении трубная система как бы разделена на четыре самостоятельные системы с идентичной компоновкой трубного пучка. Деаэрационные устройства струйного типа предусмотрены в каждом потоке — на двух уровнях по высоте конденсатора.

Боковые конденсаторы соединены с ЦНД с помощью вставок с линзовыми компенсаторами. Переходные патрубки соединяются как с выходными патрубками ЦНД, так и с корпусом (горловиной) конденсатора сваркой. Приемно-сбросные устройства — той же конструкции, что и в подвальных конденсаторах ХТЗ (см. рис. 9.6,*г*), и выполнены выносными.

9.4. ВОЗДУХООТСАСЫВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Воздухоотсасывающие устройства служат для поддержания глубокого разрежения (вакуума) за турбиной. На ТЭС и АЭС устанавливаются различного типа воздухоотсасывающие устройства. Наиболее распространены пароструйные эжекторы; реже применяются водоструйные эжекторы, а в последнее время используются и водокольцевые насосы. Воздухоотсасывающие устройства делятся на основные, задачей которых является постоянный отсос воздуха из конденсатора при нормальной работе турбины, пусковые, служащие для кратковременного (при пуске турбины) отсоса большого количества воздуха, однако не создающие глубокого вакуума, эжекторы циркуляционной системы, а также эжекторы концевых уплотнений турбины.

Схема пароструйного эжектора и распределение давления в нем показаны на рис. 9.8. В сверхзвуковое сопло *1* подается свежий пар или пар из деаэратора. В сопле пар ускоряется, расширяясь до давления p_2, которое в одноступенчатом эжекторе примерно равно давлению $p_к$, поскольку камера смешения *2* соединяется с местом отсоса паровоздушной смеси из конденсатора. Вследствие эжектирующего действия струи пара, разогнанной до большой сверхзвуковой скорости, в камеру смешения через патрубок *3* подсасывается паровоздушная смесь. Далее рабочий пар эжектора и эта паровоздушная смесь проходят через диффузор *4*, где давление повышается до значения p_{IV}, несколько большего атмосферного. В одноступенчатом эжекторе повышение давления при $p_к = 3{,}5 \div 5$ кПа настолько велико ($p_{IV}/p_к = 30 \div 20$), что практически невозможно обеспечить эффективную работу эжектора. Поэтому одноступенчатые эжекторы применяются лишь как пусковые. Основные эжекторы крупных турбин выполняются многоступенчатыми, чаще всего трехступенчатыми (рис. 9.9). Поскольку в таком эжекторе повышение давления в диффузорах

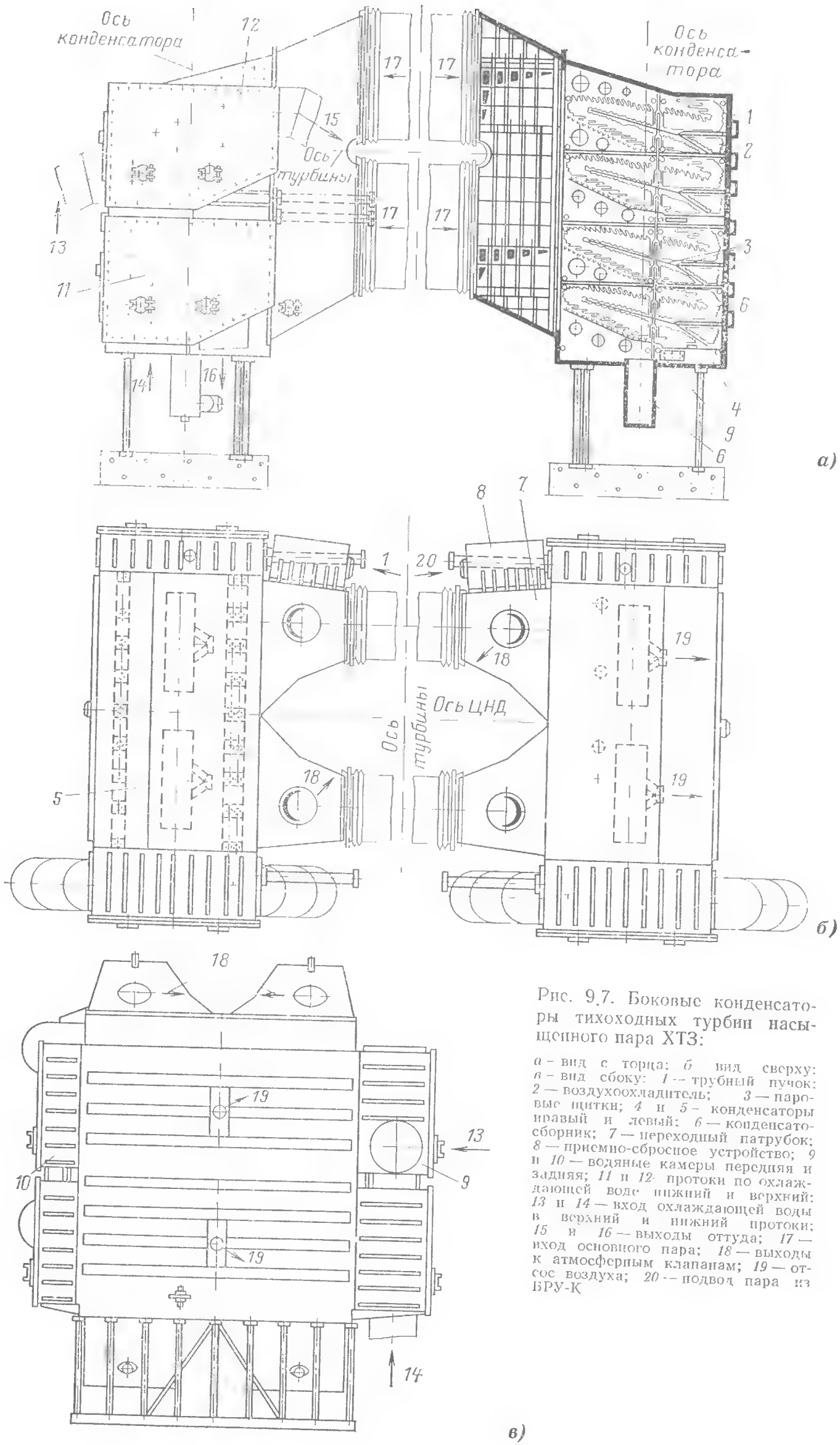


Рис. 9.7. Боковые конденсаторы тихоходных турбин насыщенного пара ХТЗ:

а – вид с торца; *б* – вид сверху; *в* – вид сбоку: *1* – трубный пучок; *2* — воздухоохладитель; *3* — паровые щитки; *4* и *5* – конденсаторы правый и левый; *6* — конденсатосборник; *7* — переходный патрубок; *8* — приемно-сбросное устройство; *9* и *10* — водяные камеры передняя и задняя; *11* и *12* – протоки по охлаждающей воде нижний и верхний; *13* и *14* — вход охлаждающей воды в верхний и нижний протоки; *15* и *16* — выходы оттуда; *17* — вход основного пара; *18* — выходы к атмосферным клапанам; *19* — отсос воздуха; *20* — подвод пара из БРУ-К

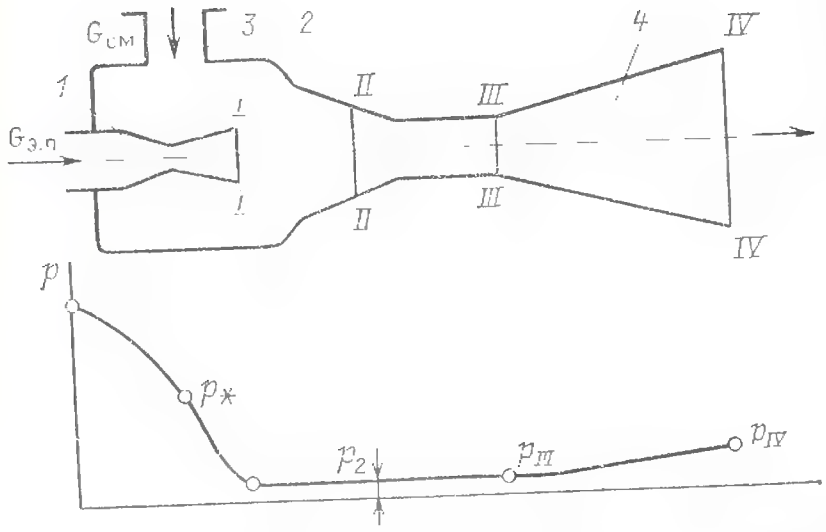


Рис. 9.8. Схема пароструйного эжектора и график изменения давлений в нем:

1 — сверхзвуковое расширяющееся сопло; *2* — камера смешения; *3* — патрубок подвода паровоздушной смеси из конденсатора; *4* — диффузор

каждой ступени выбирается примерно одинаковым, то для каждого диффузора оно невелико:

$$p_{IV}/p_2 \approx (p_{атм}/p_к)^{1/3} \approx 3{,}1 \div 2{,}7.$$

После каждой ступени эжектора имеется свой холодильник, поэтому отсасываемая паровоздушная смесь, подходя ко второй и далее к третьей ступени, имеет пониженную температуру и, следовательно, меньший объем, что требует меньшего, чем в одноступенчатом эжекторе, расхода рабочего пара. Кроме того, в холодильниках многоступенчатого эжектора удается сконденсировать бо́льшую часть пара, а тем самым выбросить в атмосферу (или в одноконтурных АЭС — в специальное устройство) меньшую долю пара.

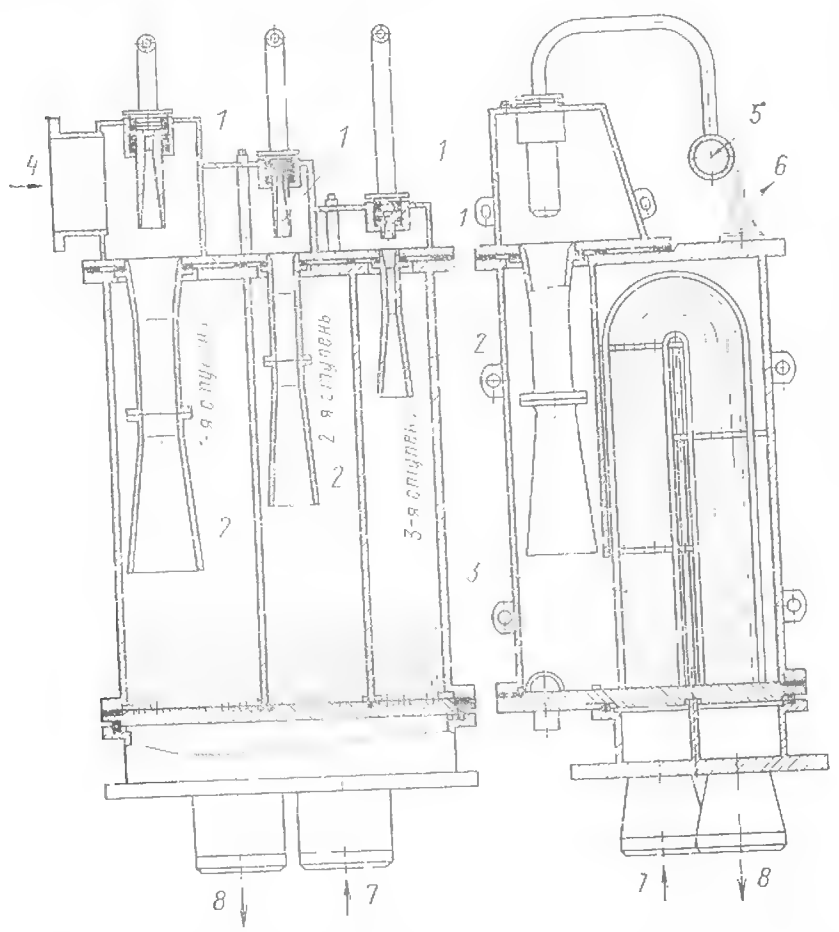


Рис. 9.9. Основной эжектор, применяемый ХТЗ в турбоустановках насыщенного пара:

1 — паровые расширяющиеся сопла; *2* — диффузоры; *3* — трубная система охладителя; *4* — вход паровоздушной смеси; *5* — подвод пара к соплам; *6* — выход воздуха; *7* и *8* — вход и выход охлаждающего конденсата

9.5. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ И ДЕАЭРАТОРЫ

Система регенеративного подогрева питательной воды состоит из группы подогревателей, установленных последовательно по воде. В некоторых турбоустановках большой мощности применяются двухниточная система подогрева воды и, следовательно, по два параллельно включенных подогревателя. Как правило, несмотря на высокую, но все же недостаточную для всей турбоустановки деаэрацию в конденсационном устройстве, в систему подогрева питательной воды включается специальный деаэратор.

Подогреватели, включенные по воде между деаэратором и конденсатором, называются подогревателями низкого давления (ПНД) а между деаэратором и ЯППУ — подогревателями высокого давления (ПВД). Имеются схемы (см. рис. 9.1), когда ПВД отсутствуют и температура питательной воды — это температура воды на выходе из деаэратора. Обычно нумерация подогревателей идет по потоку воды, т. е. чем выше давление греющего пара, отбираемого в подогреватель, тем больше номер подогревателя.

Греющим паром для подогревателей является пар из отборов турбины, из выходных патрубков ее цилиндров (ЦВД, ЦСД), из линии промежуточного перегрева. Греющий пар может быть как перегретым, так и влажным. В турбинах насыщенного пара в большинстве отборов греющий пар влажный. В подогревателях происходит конденсация греющего пара и отдача теплоты основному конденсату (в ПНД) или питательной воде (в ПВД).

По своей конструкции и принципу теплообмена подогреватели могут быть контактного (смешивающего) типа и поверхностные. В поверхностных подогревателях имеется некоторый недогрев питательной воды, т. е. вода подогревается до температуры ниже температуры насыщения греющего пара. Недогрев δt снижает КПД турбоустановки, требует повышенного давления греющего пара, т. е. отбирается, не работая в последующих ступенях турбины, термодинамически более ценный пар. Для уменьшения этого недогрева необходимо увеличивать поверхности теплообмена или выделять в подогревате-

лях дополнительные поверхности, догревая в них воду теплотой перегрева пара. Достоинством поверхностных подогревателей является независимость давления питательной воды (или основного конденсата) и греющего пара. Поэтому нет необходимости на линии питательной воды устанавливать питательный насос у каждого подогревателя. Обычно достаточно одного или двух насосов на всей линии подогрева воды.

Для охлаждения дренажа греющего пара немного ниже температуры его насыщения используются специальные охладители дренажа — в самом подогревателе (встроенные) или вне его (выносные). Следует отметить, что экономически целесообразно с помощью дренажных насосов подавать конденсат греющего пара в линию подогрева основного конденсата или питательной воды. Однако тогда турбоустановка потребует дополнительных насосов, в результате чего усложняется тепловая схема и ее эксплуатация, снижается надежность всей системы. Поэтому такая схема встречается редко. Возможны разнообразные варианты направления потоков в тепловой схеме турбоустановки (см., например, [19, 30]).

Смешивающие подогреватели термодинамически выгоднее поверхностных, так как в них отсутствует недогрев, однако каждый из таких подогревателей требует дополнительного напора питательной воды. Подогреватель приходится располагать на более высокой отметке, чем последующий, т. е. над ним, либо для каждого следует иметь перекачивающий насос. Из-за нецелесообразности второго способа и технической трудности первого в тепловых схемах применяются смешивающие подогреватели, находящиеся под вакуумом, т. е. ПНД № 1 и ПНД № 2.

Обратим внимание на некоторые вопросы включения подогревателей в тепловую схему и их обслуживания. До минимума должен быть сведен подсос воздуха в подогреватели и вообще в систему регенеративного подогрева питательной воды. Должна быть организована эффективная система удаления воздуха из подогревателей. Хотя при номинальной нагрузке турбины только один-два первых ПНД находятся под разрежением, с уменьшением расхода пара в турбину давление по ступеням ее и, следовательно, давление греющего пара снижаются (см. § 5.2 и 5.3). Таким образом, чем меньше мощность турбины по сравнению с номинальной, тем большее число подогревателей находится под вакуумом и тем больше возможность присоса воздуха. Следует помнить, что попадание воздуха в основной тракт конденсата питательной воды интенсифицирует коррозию трубопроводов, трубной системы подогревателей. Обычно паровоздушная смесь отсасывается из подогревателей по каскадной схеме со сбросом из последнего ПНД в конденсатор (см. рис. 9.1), а из последнего ПВД — в деаэратор. Недопустимо повышение уровня воды в подогревателях, так как при этом уменьшается поверхность теплообмена и, следовательно, возрастает недогрев δt. При высоком уровне вода может подняться до места отсоса паровоздушной смеси, и, наконец, большое количество воды в подогревателе может привести к ее вскипанию и даже к заброску пароводяной смеси в проточную часть турбины — вызвать тяжелую аварию турбины.

Деаэраторы

Для нормальной работы парогенерирующего аппарата электростанции (парогенератора или реактора АЭС, котла ТЭС), для существенного уменьшения коррозии конструкционных материалов, что особенно важно для АЭС с одноконтурными схемами, необходима высокоэффективная деаэрация воды в тракте конденсат — питательная вода. Кроме рассмотренных в § 9.2 и 9.3 деаэрации в самом конденсаторе и отсоса паровоздушной смеси из регенеративных подогревателей обычно применяется еще одна ступень деаэрации. Для этого в тепловую схему турбоустановки включается специальная деаэрационно-питательная установка. Назначение основного ее элемента — деаэратора — удаление конденсирующихся газов, которыми в зависимости от типа АЭС могут быть CO_2, O_2, газообразные продукты деления ядерного горючего, продукты радиолиза.

Деаэраторы — теплообменники смешивающего типа, которые одновременно служат одной из ступеней регенеративного подогрева питательной воды греющим паром из отбора турбины. Обычно деаэратор работает паром постоянного давления $p_д = 0{,}5 \div 0{,}8$ МПа. Так как давление отбора в конденсационной турбине меняется пропорционально расходу пара через турбину (см. § 5.2), то при номинальной нагрузке турбины деаэратор подключается к питанию из линии повышенного отбора $p_{отб} > p_д$. В ином случае при пониженных нагрузках турбины может оказаться, что $p_{отб} < p_д$. Очевидно, что дросселирование пара на линии к деаэратору, т. е. от $p_{отб}$ до $p_д$, экономически невыгодно. Этого дросселирования можно избежать, если деаэратор будет работать не при постоянном, а при скользящем, т. е. меняющемся в зависимости от нагрузки, давлении пара. Технико-экономически целесообразно повышать расчетное, номинальное давление в деаэраторе. В этом случае сокращаются га-

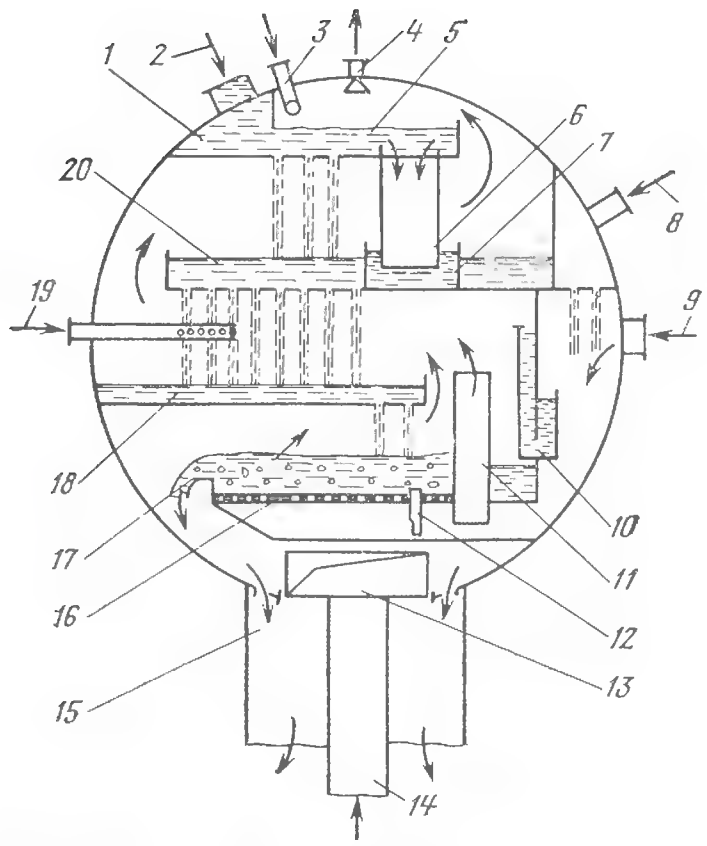


Рис. 9.10. Конструкция деаэратора:

1 — корпус; *2* — подвод основного конденсата; *3* — подвод пара из линии рециркуляции питательных насосов; *4* — выпуск выпара; *5*, *18* и *20* — лотки; *6* — переливная труба; *7* — слив из нее; *8* — подвод воды из уплотнений насосов; *9* — подвод греющего пара; *10* — гидрозатвор; *11* и *12* — выход избыточных пара и воды; *13* — короб; *14* — патрубок подвода выпара; *15* — выход питательной воды; *16* — барботажный лист; *17* — его порог; *19* — подвод пара из штоков клапанов

бариты деаэратора, уменьшается число ПВД при увеличении числа более дешевых ПНД. Однако при повышенном давлении в деаэраторе питательный насос, располагаемый непосредственно за деаэратором, должен работать на более горячей воде. Конструктивно такой насос сложнее, и труднее обеспечить его надежную эксплуатацию.

Конструкцию деаэратора рассмотрим на примере деаэратора, рассчитанного на давление $p_д = 0{,}7$ МПа (рис. 9.10). В корпусе деаэратора на разных уровнях располагаются горизонтальные лотки *5*, *20* и *18*. При неполном расходе основного конденсата, поступающего через патрубок *2*, конденсат последовательно проходит через отверстия в лотках и попадает под лист *16*. При больших расходах конденсата уровень его в лотке *5* повышается, и через края трубы *6* в отсеке *7* конденсат попадает в лоток *20*. Греющий пар *9* входит в деаэратор через патрубок, проходит под лист *16*, через его отверстия, создавая над листом устойчивый паровой слой. Избыток греющего пара через трубу *11* направляется в пространство между лотками, отделенное от греющего пара гидрозатвором *10*, омывает стекающие вниз струйки конденсата, конденсируется и нагревает их. Выпар удаляется через патрубок *4*. Деаэрированная питательная вода переливается через порог *17* листа *16* и по штуцеру *15* поступает в аккумуляторный бак. Для нагрева конденсата используется выпар последующего (по воде) ПВД, поступающий через патрубок *14* к коробу *13*. Кроме того, через патрубок дополнительно подается пар из штоков клапанов турбины.

Назначение деаэратора различно для одно- и двухконтурных схем АЭС. В одноконтурных схемах АЭС в паре, в том числе в греющем паре всех линий, находится радиолитический O_2 и обычная деаэрация его малоэффективна. Необходима 100 %-ная конденсатоочистка, которая также исключает попадание в питательный тракт CO_2. Однако в тракт с паром попадают газообразные продукты деления из-за частичной разгерметизации твэлов, а также продукты радиолиза, в том числе атомарный водород и молекулярный кислород, которые могут создать взрывоопасную смесь — гремучий газ. Удаление всех неконденсирующихся газов — назначение деаэратора в одноконтурной схеме АЭС. Поскольку выброс их в атмосферу недопустим, то газы сбрасываются в конденсатор. Далее газы отсасываются эжектором, и паровоздушная смесь направляется для сжигания водорода радиолиза.

В двухконтурных схемах АЭС деаэратор необходим для удаления прежде всего CO_2, а также O_2. Однако если применяется 100 %-ная конденсатоочистка, которая обеспечивает высокую чистоту воды и задерживает CO_2, попадающий с присосами охлаждающей воды, то в принципе можно отказаться от деаэратора.

9.6. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ И ИХ ПРИВОД

Питательные насосы ТЭС и АЭС являются важными элементами электростанции, обеспечивающими нормальную работу энергоблока и его основного оборудования. Необходимая мощность питательного насоса зависит от расхода питательной воды, т. е. от мощности основного турбоагрегата и его параметров. Во-первых, поскольку для турбин насыщенного пара АЭС требуется по сравнению с турбинами сверхкритического давления ТЭС примерно удвоенный расход пара, то соответственно вдвое больше у них и расход питательной воды. Во-вторых, мощность питательного насоса зависит от его напора, практически пропорционального давлению на выходе из парогенератора или котла. Эта мощность определяется по формуле

$$P_н = H_н G_в / \eta_н, \qquad (9.16)$$

где $G_в$ — расход питательной воды; $H_н$ — напор насоса; $\eta_н$ — КПД насосного агрегата.

Требуемый напор $H_н$ определяется давлением пара p_0 на выходе из парогенератора или котла $\Delta p_в$, давлением на входе в насос $p_{0н}$ и плотностью воды $\rho_в$:

$$H_н = \frac{1}{\rho_в}(p_0 - p_{0н} + \Delta p_в). \qquad (9.17)$$

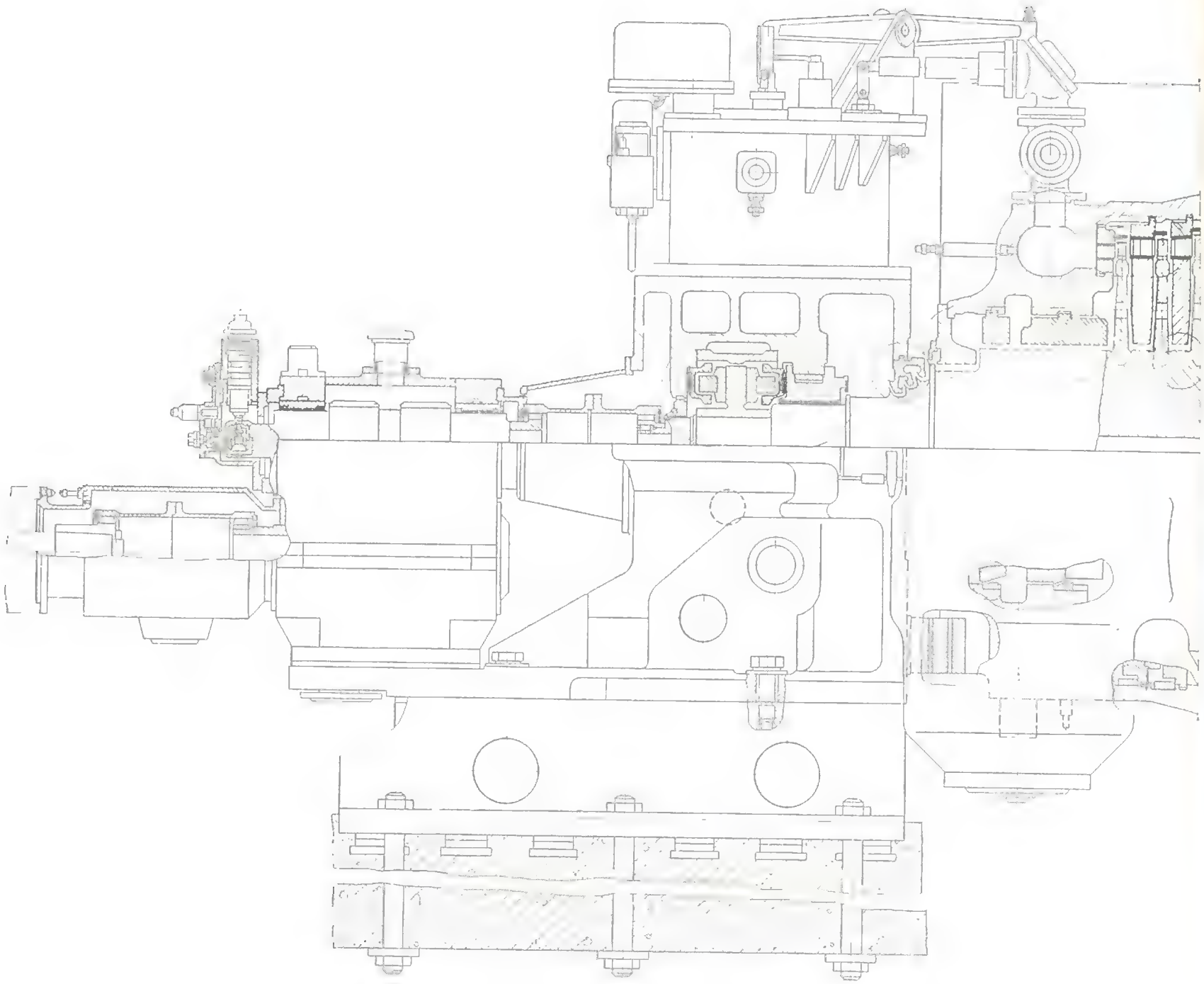


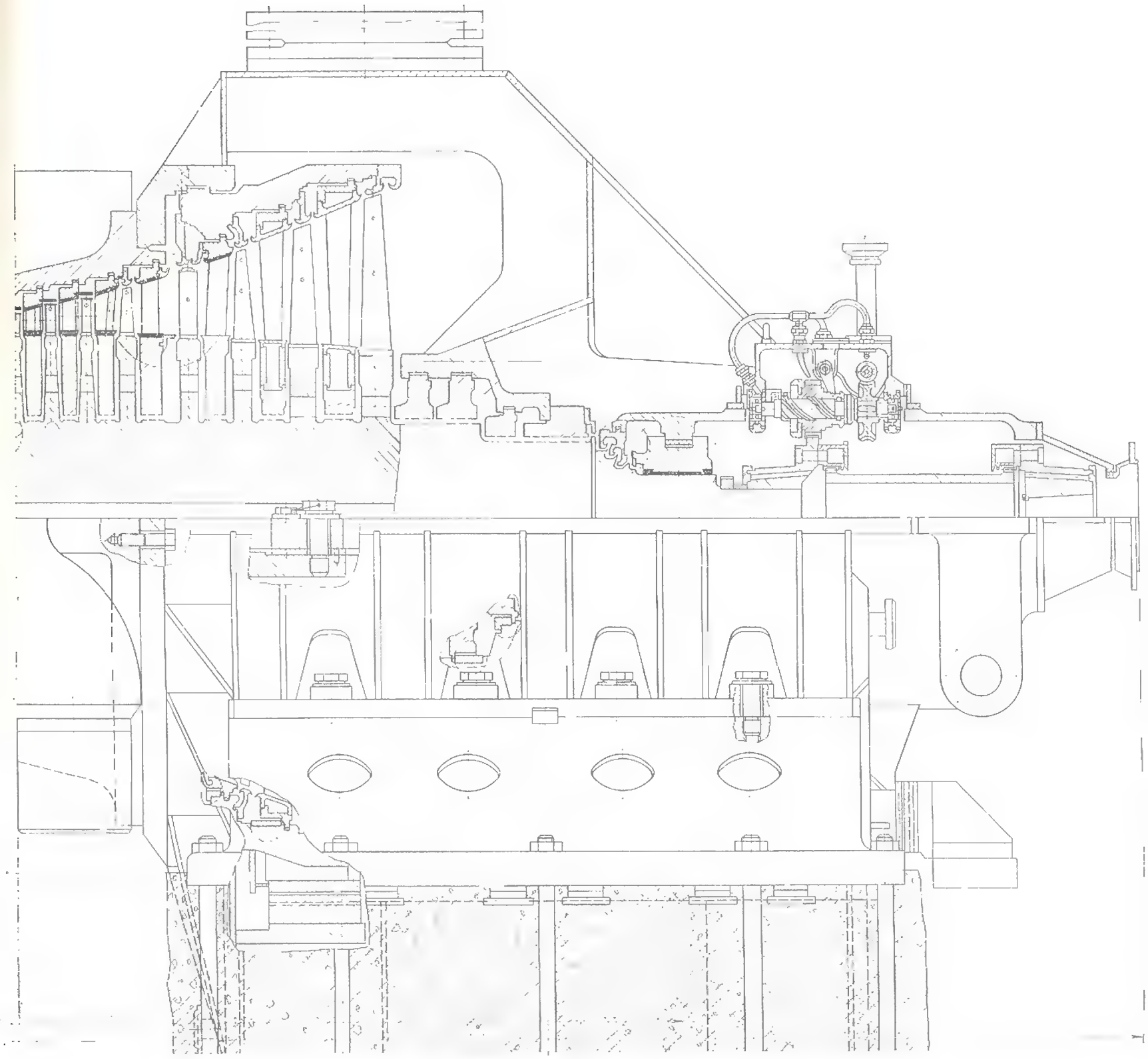
Рис. 9.11. Турбина для привода питательного насоса турбоустановок К-500-60/1500 и К-1000-60/1500-1

Обычно считают, что сопротивление тракта составляет для ТЭС с учетом трубной системы котла и большого числа ПВД $\Delta p_в \approx 0{,}5 p_0$, а для АЭС $\Delta p_н \approx (0{,}35 \div 0{,}5)\, p_0$.

Для предотвращения кавитации насоса в его всасывающем патрубке необходим значительный подпор. Для создания этого подпора деаэратор должен располагаться выше насоса, на так называемой деаэраторной этажерке, или перед насосом должен быть установлен предвключенный (бустерный) насос, создающий гарантированный подпор на входе. Насосный агрегат имеет относительно невысокий КПД, учитывающий экономичность собственно насоса, КПД редуктора и привода.

Требуемые мощности питательных насосов велики и для ТЭС на $p_0 = 23{,}5$ МПа составляют примерно 0,04 $P_э$. Так, для турбин ТЭС К-800-240 мощность питательных насосов $P_н \approx 32$ МВт. Для энергоблока АЭС на $p_0 = 6{,}0$ МПа с турбиной мощностью 1000 МВт требуются питательные насосы мощностью $P_н = 18 \div 20$ МВт, т. е. $P_н \approx 0{,}02 P_э$.

Как правило, применяются многоступенчатые питательные насосы центробежного типа [26, 38]. Возможны два варианта привода питательных насосов — электрический и турбинный. В первом случае насос приводится асинхронным электродвигателем с постоянной частотой вращения около $n_{э.д} = 50$ 1/с. Расчетную частоту вращения насоса больших



производительности и напора целесообразно увеличивать, чтобы $n_{нас} > n_{э.д}$, что, однако, требует включения редукторной передачи, усложняющей и удорожающей насосный агрегат, снижающий его КПД. Существенным недостатком электропривода является постоянство частоты вращения, в то время как у насоса в зависимости от режима работы частота вращения должна меняться. Поэтому при переменных режимах работы между приводом и насосом включается гидромуфта. В этом случае мощность насосного агрегата примерно пропорциональна квадрату расхода питательной воды.

Другой способ — паротурбинный привод питательного насоса. Приводная паровая турбина (турбопривод) питается паром от главной турбины, в турбинах АЭС — обычно паром после СПП, т. е. при разделительном давлении и температуре промежуточного перегрева. Поскольку турбопривод может проектироваться практически для любой частоты вращения и работать с переменной частотой, то нет необходимости в использовании редуктора или гидромуфты. При переменных режимах работы турбонасосного агрегата его мощность пропорциональна кубу расхода питательной воды. Турбоустановки ТЭС мощностью $P_э > 250$ МВт и АЭС при $P_э > 500$ МВт обычно выполняются с турбоприводом. Выбор номинальной частоты вращения n_0 при проектировании турбонасосно-

го агрегата производится с учетом оптимального конструирования как насоса, так и турбины ($n_0=70\div130$ 1/с).

Турбопривод часто выполняется конденсационным, с собственным конденсатором. При конденсационном турбоприводе уменьшается расход пара, поступающего в последнюю ступень ЦНД главной турбины. Как показано в § 4.2, при этом пропорционально квадрату уменьшения расхода пара сокращаются выходные потери, что немаловажно для экономичности всей турбоустановки. Например, уменьшение расхода пара через последнюю ступень главной турбины на 5 % при номинальных выходных потерях $\Delta H_{в.с}=40$ кДж/кг снизит ее на 4 кДж/кг, что составляет 1,5—2,0 % суммы всех потерь в турбине.

Турбопривод можно выполнить и с противодавлением: отработавший в ней пар направляется в линию одного из отборов низкого давления. В этом случае исчезает упомянутое выше преимущество сокращения выходной потери главной турбины, при пуске главной турбины требуется пусковой электронасос, однако облегчается проектирование самого турбопривода, так как в нем нет напряженных длинных последних лопаток, через которые в конденсационном варианте проходит относительно большой объем пара. При переменном режиме работы, поскольку давление пара и перед турбоприводом, и за ним пропорционально расходу, теплоперепад данной турбины с противодавлением остается практически неизменным. Турбины с противодавлением используются только для турбин К-300-240 на ТЭС и Т-250/300-240 на ТЭЦ. Для турбоустановок большей мощности на ТЭС и для АЭС используется конденсационный турбопривод. Обычно одна турбоустановка имеет один питательный насос (при большой мощности — два, каждый половинной подачи, включаются параллельно) и один резервный.

На рис. 9.11 показан продольный разрез паровой турбины ОК-12А КТЗ, служащей приводом питательного насоса турбоустановки К-1000-60/1500 для АЭС с реактором ВВЭР (всего два работающих и один резервный турбопитательный агрегат).

Для турбины К-500-60/1500 используется один турбонасосный агрегат. Конденсационная паровая турбина мощностью $P_i=11\,600$ кВт используется для привода питательного насоса, а также бустерного (предвключенного) насоса мощностью 2360 кВт с номинальной частотой вращения $n_0=30$ 1/с, связанного с турбоприводом через редуктор.

Турбина ОК-12А питается паром от горячей нитки промежуточного перегрева (см. рис. П.5); с учетом снижения давления и небольшого понижения температуры на линии СПП — турбопривод параметры пара на входе в турбину следующие: $p_0=0{,}97$ МПа, $t_0=248$ °С. При $t_{ох.в}=15$ °С давление в конденсаторе турбопривода $p_к=5{,}9$ кПа.

При номинальном режиме подача насосного агрегата $W_0=3760$ м³/ч, частота вращения $n_0=70$ 1/с, расход пара $G_0=19{,}3$ кг/с. С понижением нагрузки главной турбины и соответственно со снижением расхода питательной воды, например, до 0,3 частота вращения уменьшается до $n=52{,}9$ 1/с.

Парораспределение в приводной турбине дроссельное с двумя одновременно открывающимися регулирующими клапанами. Ротор в турбине цельнокованый с десятью ступенями активного типа. При снижении давления пара перед турбоприводом до $p_0<0{,}3$ МПа питание турбины переключается на быстродействующее редукционное устройство — БРУ ТПН.

Пример 9.3. Определить основные характеристики турбопривода для турбоустановки К-1000-60/3000 (см. § 4.5). Турбина питается паром из линии после СПП при параметрах $p_0=0{,}55$ МПа, $t_0=250$ °С. Турбина конденсационная, конечное давление $p_к=6{,}5$ кПа.

Из примера § 4.3 определяем расход свежего пара основной турбины $G_0=1650$ кг/с, расход питательной воды (после деаэратора) $G_{п.в}\approx1650$ кг/с. В турбоустановке работают два турбонасосных агрегата. Требуемый напор питательного насоса для АЭС с реакторами ВВЭР и начальным давлением пара (перед главной турбиной) $p_0=6{,}0$ МПа составляет $\Delta p_н=1{,}5p_0-p_д=1{,}5\times\times6{,}0-1{,}25=7{,}75$ МПа. Задавшись КПД насоса $\eta_н=0{,}82$, находим требуемую мощность:

$$P_н=\frac{\Delta p_н G v_в}{\eta_н}=\frac{7{,}75(1650\ 2)0{,}00114}{0{,}82}=8{,}9\ \text{МВт},$$

где давление в деаэраторе $p_д=1{,}25$ МПа и удельный объем воды после него $v_в=0{,}00114$ м³/кг.

Расход пара на турбопривод

$$G_{т.п}=\frac{P_н}{H_0{}^т\eta_{о.е}}=\frac{8900}{723{,}7\cdot0{,}80}=15{,}4\ \text{кг/с},$$

где $H_0{}^т$ — располагаемый теплоперепад турбины от $p_0=0{,}55$ МПа; $t_0=250$ °С до $p_к=6{,}5$ кПа; $\eta_{о.е}=0{,}80$ — относительный эффективный КПД турбопривода, учитывающий потери в проточной части турбины, включая дросселирование в клапанах, и потери в подшипниках.

9.7. СЕПАРАТОРЫ И ПРОМПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Необходимость и целесообразность использования внешних сепараторов и промперегревателей в турбоустановках АЭС с водоохлаждаемыми реакторами рассмотрены в § 1.4; там же представлены различные схемы их включения (см. рис. 1.11), а также проанализировано влияние разделительного давления $p_{разд}$ (см. рис. 1.12) и температуры промежуточного перегрева $t_{пп}$ на характеристики турбоустановки. В настоящее время стационарные турбины насыщенного и сла-

боперегретого пара АЭС выполняются с внешними сепараторами, как правило, сочетаемыми с последующими промперегревателями.

Сепараторы

Из большого разнообразия принципиальных конструктивных схем сепараторов на рис. 9.12 представлены три схемы, используемые в той или иной степени: вихревые (иногда называемые центробежными), сетчатые и жалюзийные (шевронные, рифленые). Турбосепараторы с вращающейся сепарационной частью (конструкция МЭИ — ЛПИ) пока не вышли из стадии исследований, и после эксплуатации в условиях работающей турбоустановки можно будет судить об их эффективности и надежности.

Сетчатые, проволочные сепараторы, применяемые некоторыми зарубежными фирмами, работают при малых скоростях пара и в связи с этим выполняются весьма больших размеров.

Наибольшее распространение получили сепараторы шевронного типа, используемые во всех турбинах насыщенного пара турбин АЭС Советского Союза. Шевроны (жалюзи) представляют собой волнообразно изогнутые листы, набранные в пакеты (рис. 9.12,*в*).

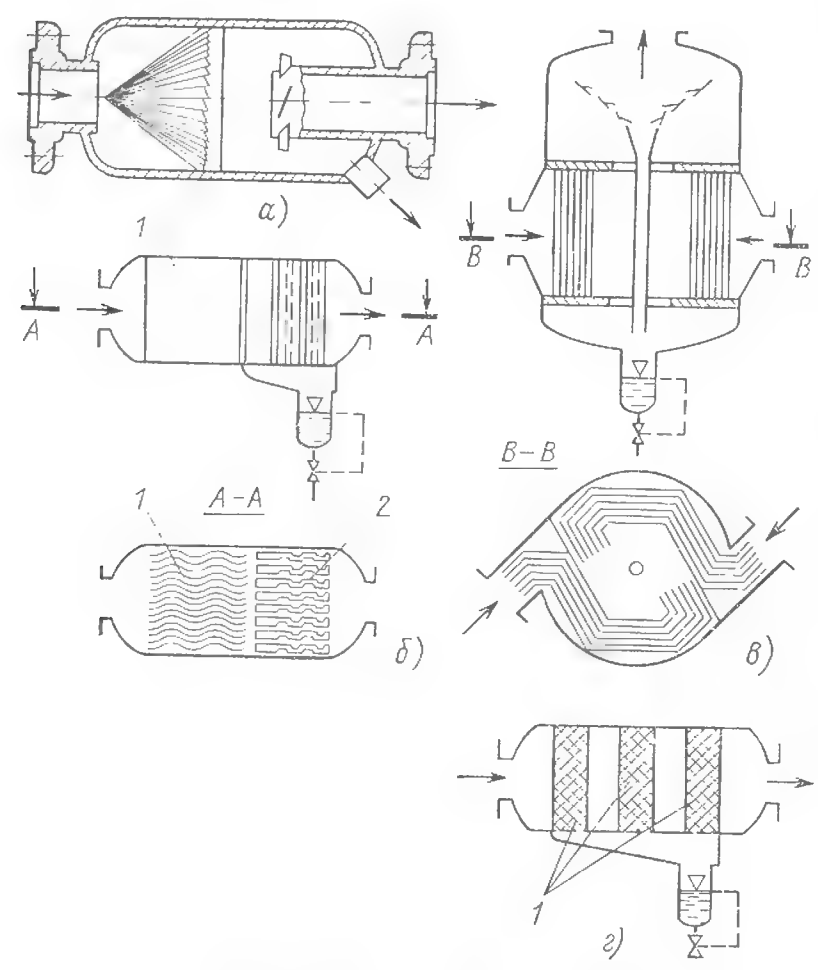


Рис. 9.12. Принципиальные схемы внешних сепараторов:

а — вихревой; *б* — пластинчатый: *1* — пластины; *2* — дренажные желоба; *в* — шевронный (жалюзийный); *г* — сетчатый; *1* — сетки

Простота конструкции шевронных сепараторов сочетается с высокой степенью надежности при различных режимах работы.

Эффективность сепаратора определяется влажностью на выходе из сепаратора y_1 и характеризуется коэффициентом сепарации

$$\eta_{сеп} = \frac{y_0 - y_1}{y_0(1 - y_1)}, \qquad (9.18)$$

где y_0 — влажность на входе в сепаратор.

Следует учесть, что в случае установки сепаратора без последующего пароперегревателя увеличение влажности за сепаратором y_1 на 1 % снижает КПД турбоустановки примерно на $\Delta\eta/\eta_э = 0{,}3 \div 0{,}4$ %. Кроме того, как показал опыт работы ряда турбин, повышенная влажность на входе в последующую часть турбины может быть причиной серьезных аварий лопаток и даже роторов.

Если используется сепаратор с последующим промперегревателем, то увеличение влажности за сепаратором y_1 ухудшает работу перегревателя и весьма термодинамически невыгодно: при тех же исходных характеристиках (расходе основного потока, температуре $t_{пп}$) требуется увеличение расхода греющего пара или при том же его расходе понижается температура промперегрева.

В большинстве используемых в турбинах сепараторов $y_1 = 0{,}005 \div 0{,}010$, что при $y_0 = 0{,}10 \div 0{,}15$ означает $\eta_{сеп} = 0{,}91 \div 0{,}97$. Испытания ряда сепараторов показали $\eta_{сеп} = 0{,}98 \div 0{,}99$.

Гидравлическое сопротивление сепаратора должно быть по возможности минимальным. Напомним, что увеличение потерь давления при прохождении основного потока пара на $\Delta p/p_{разд} = 1$ % означает снижение экономичности турбоустановки на $\Delta\eta/\eta_э = 0{,}1 \div 0{,}15$ %.

Важным конструктивным требованием, предъявляемым к сепаратору, является снижение его размеров и массы. Чем больше скорость пара, тем, естественно, меньше размеры сепарационного устройства. Очень важно сепаратор так выполнить, чтобы как на входе в него, так и по всему потоку пара иметь примерно равномерное поле скоростей.

Основной элемент сепаратора — жалюзийный канал. Экспериментально были получены наивыгоднейшие конфигурации и размеры жалюзийных каналов. Плавный, с достаточно большим числом поворотов потока, происходящих примерно под прямым углом, жалюзийный канал обеспечивает высокую эффективность сепарации при относительно небольшом гидравлическом сопротивлении (рис. 9.13,*а*).

При проектировании сепаратора большое значение имеет выбор скорости потока $c_п$. Как показали исследования, образующаяся

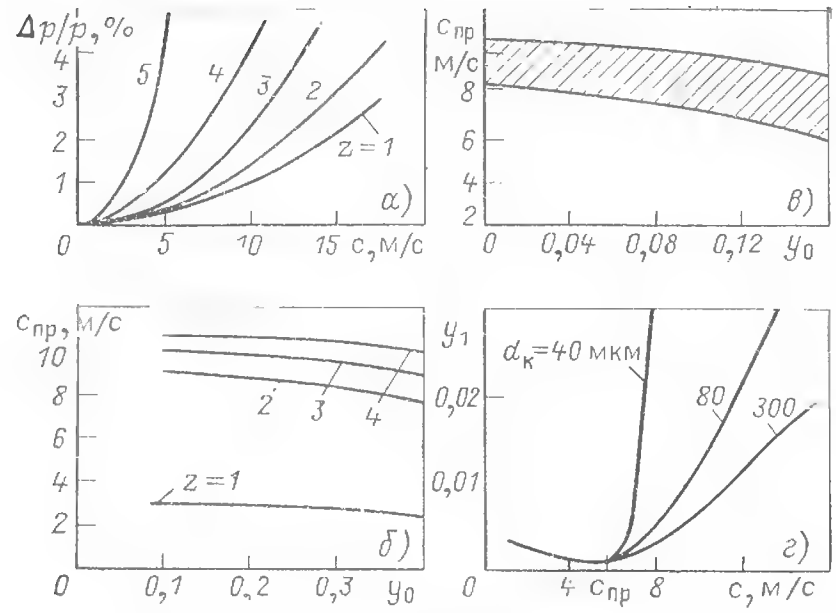


Рис. 9.13. Экспериментальные характеристики сепарационных устройств:

а — влияние скорости и числа изгибов z на сопротивление пакета $\Delta p/p$; *б* — предельная скорость в зависимости от числа изгибов z и начальной влажности; *в* — то же при разных жалюзийных пакетах; *г* — изменение влажности за пакетом при разных скорости пара и размерах капель влаги на входе (p_c=0,3 МПа, y_0=0,05÷0,30)

пленка влаги при определенных, предельных значениях скорости $c_{пр}$ уносится потоком, что ведет к существенному снижению эффективности сепарации (рис. 9.13,*б*). В то же время с увеличением скорости потока (при $c<c_{пр}$) возрастает эффективность осаждения, уменьшается влажность после жалюзийного канала. Очевидно, скорость пара должна быть, по крайней мере в основных режимах работы турбины, с запасом меньше предельной. Этот запас определяется, с одной стороны, недостаточной экспериментальной проверкой влияния ряда режимных и конструктивных параметров на $c_{пр}$, с другой — неравномерностью скоростей пара при прохождении через сепарационное устройство.

На рис. 9.13 показаны данные исследования сепараторов и их элементов: влияния влажности y_0 и дисперсности капель на входе в жалюзийный канал. Видно, что с увеличением влажности предельная скорость потока уменьшается, однако при реальных средних значениях $y_0<0{,}15$ это влияние не столь велико. Увеличение размеров капель влаги при той же степени влажности несколько повышает значение скорости $c_{пр}$.

На основании исследований и испытаний сепараторов в зависимости от конкретных условий предельная скорость составляет $c_{пр}$=6÷12 м/с; обычно для расчета сепаратора выбирается c=4÷6 м/с.

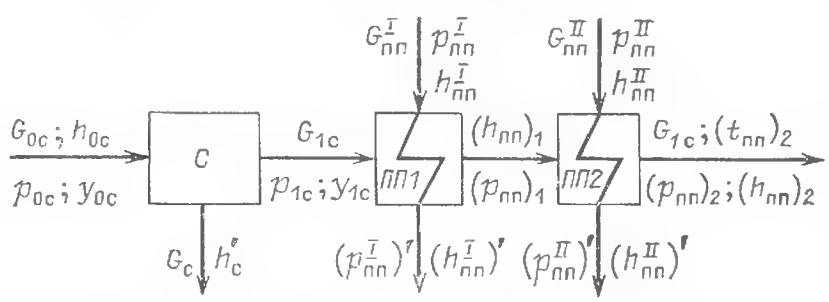


Рис. 9.14. Схема для балансового расчета СПП

На рис. 9.13 представлены некоторые характеристики сепарационных устройств. С увеличением размеров капель не только увеличивается предельная скорость, но, главное, возрастает доля уносимой через канал влаги. Это объясняется тем, что мелкие капли следуют через весь канал, несмотря на его изогнутость, не соприкасаясь со стенками. Так же как и при влагоудалении в проточной части (см. § 3.6), с повышением давления и тем самым с уменьшением отношения плотностей воды и пара ухудшается осаждение влаги на поверхностях стенок жалюзийных элементов и, следовательно, эффективность сепарации.

Для определения расхода пара после сепаратора используется уравнение теплового баланса (рис. 9.14)

$$G_{0c}h_{0c}\gamma-(G_{0c}-G_c)h_{1c}=G_c h'_c. \qquad (9.19)$$

Здесь G_{0c}, h_{0c}, y_{0c}, p_{0c}, $(t_{0c})_s$ — расход пара и его параметры на входе в сепаратор; $G_c=G_{0c}(y_{0c}-y_{1c})$ — количество отводимого сепарата; y_{1c} — влажность пара на выходе из сепаратора, определяемая по формуле (9.18) при заданном коэффициенте $\eta_{сеп}$ или известная из испытаний аналогичных типов сепараторов; h'_c — энтальпия сепарата, определяемая по температуре $(t_{0c})_s$; h_{1c} — энтальпия пара на выходе из сепаратора при влажности y_{1c} и давлении $p_{0c}-\Delta p_c$. Потери теплоты в окружающую среду учитываются коэффициентом γ=0,995÷1,000.

Потери давления основного потока при прохождении через сепаратор Δp_c составляют 2,5÷3,5 % от давления перед ним, включая потери $\Delta p_{вх}$=0,5÷0,7 % в тракте от ЦВД турбины до сепаратора. При низких значениях разделительного давления $p_{разд}\approx p_{0c}$ и, следовательно, больших объемных пропусках пара иногда, даже в ущерб эффективности сепаратора, для сокращения его размеров, массы и стоимости сепаратор проектируют на повышенную скорость потока. При этом неизбежно возрастает гидравлическое сопротивление, которое приблизительно пропорционально квадрату скорости потока

Промперегреватель

Промперегреватель — теплообменник поверхностного типа, в котором греющий пар, конденсируясь, отдает теплоту основному потоку пара. После сепаратора пар практически насыщенный (y_{1c}=0,005÷0,010). Промперегреватель обычно трубчатый; греющий пар может проходить как внутри трубок, так и между ними.

Промперегреватели в турбинах АЭС с водоохлаждаемыми реакторами выполняются одно- (греющий пар — свежий) и двухступенчатыми (в первой ступени греющий пар — от отбора ЦВД, во второй — свежий). Двухступенчатый перегрев по сравнению с односту-

пенчатым примерно на 0,3—0,5 % повышает экономичность турбоустановки, так как греющий пар первой ступени сепаратора до этого совершает работу в нескольких ступенях ЦВД турбины. Однако увеличение паро- и конденсатопроводов, арматуры, усложнение обвязки при двухступенчатом перегреве создают дополнительные трудности при эксплуатации турбоустановки и в ряде случаев, как показал опыт, снижают ее надежность. В связи с этим некоторые установки (например, с турбиной ЛМЗ К-1000-60/3000) выполняются с одной ступенью промежуточного перегрева.

Разделение промперегревателя на ступени может производиться, исходя примерно из одинакового температурного напора или при одинаковом теплоперепаде пара в ступенях перегрева.

Потери давления при прохождении основного потока через промперегреватель составляют 1,5—3 % давления перед ним; потери давления греющего пара от стопорного клапана или от патрубка отбора из ЦВД до выхода конденсата из СПП составляют 1—2 %.

Необходимое количество греющего пара находится из теплового баланса перегревателя по известному расходу основного потока и параметрам этого потока и греющего пара. Определяющим параметром является температура на выходе из промперегревателя $t_{пп}$.

Баланс первой ступени

$$G^{I}_{пп}[h^{I}_{пп} - (h^{I}_{пп})'] = G_{1с}[(h_{пп})_1 - h_{с1}]. \quad (9.20)$$

Баланс второй ступени

$$G^{II}_{пп}[h^{II}_{пп} - (h^{II}_{пп})'] = G_{1с}[(h_{пп})_2 - (h_{пп})_1]. \quad (9.21)$$

Здесь $h_{с1}$, $(h_{пп})_1$ и $(h_{пп})_2$ — энтальпия основного потока до перегревателя, после первой его ступени и за второй ступенью; $G^{I}_{пп}$ и $G^{II}_{пп}$ — расходы греющего пара первой и второй ступени; $(h^{I}_{пп})'$ и $(h^{II}_{пп})'$ — энтальпия их конденсата, которые находятся с учетом потерь давления греющего пара.

Сепаратор-промперегреватель

Для упрощения всей турбоустановки, сокращения габаритов, уменьшения расхода металла и снижения потерь давления сепаратор и промперегреватель обычно конструктивно объединяются в один аппарат — сепаратор-промперегреватель (СПП). Эти аппараты довольно громоздки, и поэтому в мощных турбинах используется по два или даже по четыре параллельно работающих аппарата — один СПП может питать один или два

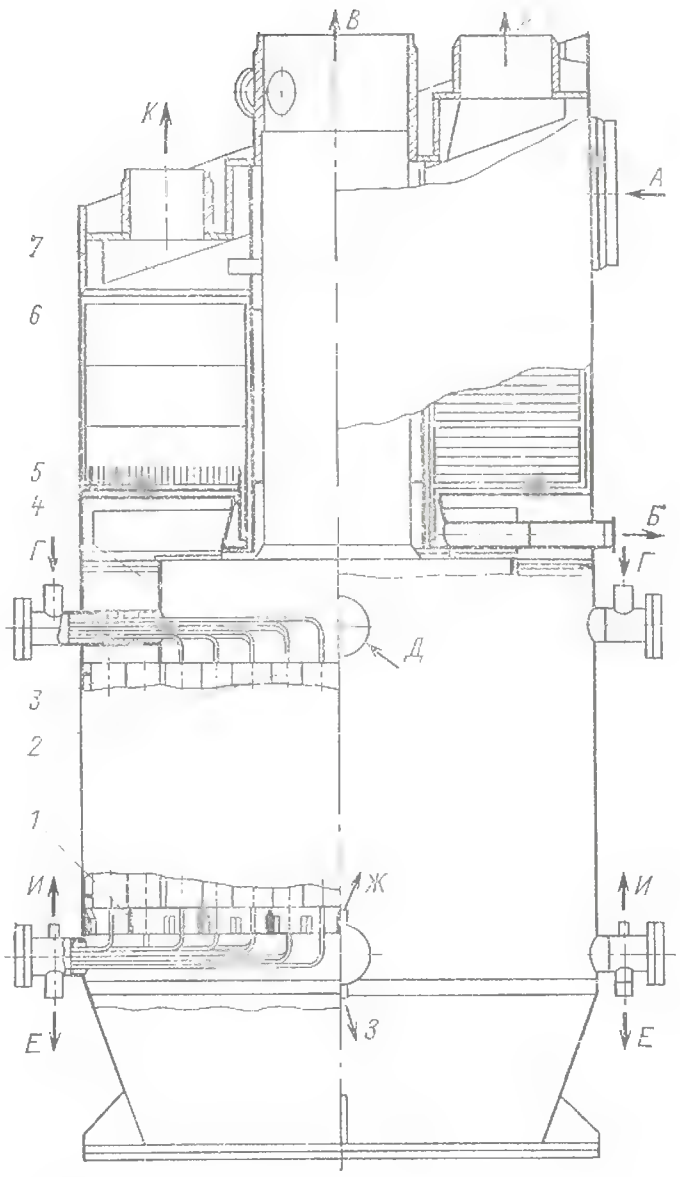


Рис. 9.15. Сепаратор-пароперегреватель СПП-500-1:

1 — опорная решетка модулей; *2* — модули II ступени перегрева; *3* — модули I ступени перегрева; *4* — перегородка между модулями I и II ступеней перегрева; *5* — корпус; *6* — блоки сепарационные; *7* — раздающая камера; *А* — вход влажного пара; *Б* — отвод сепарата после сепарационной части; *В* — выход перегретого пара; *Г* — подвод греющего пара к модулям II ступени; *Д* — подвод греющего пара к модулям I ступени; *Е* — отвод конденсата греющего пара из модулей II ступени; *Ж* — отвод неконденсирующихся газов из модулей I ступени; *З* — отвод конденсата греющего пара из модулей I ступени; *И* — отвод неконденсирующихся газов из модулей II ступени; *К* — к предохранительным клапанам; *Л* — к отбору

ЦНД. Имеются турбоустановки, когда к двум СПП, расположенным по обе стороны турбины, присоединены три ЦНД. Встречаются СПП горизонтального и вертикального расположений. На АЭС Советского Союза применяются СПП только вертикального типа.

В табл. 9.3 представлены основные характеристики СПП.

На рис. 9.15 показан серийный СПП для турбин К-500-65/3000. Аппарат выполнен цилиндрическим, вертикального типа, с двухступенчатым подогревом. Основной нагреваемый пар подается через боковой патрубок *А*, расположенный в верхней части СПП, затем пар направляется в раздающую камеру *7* с наклонным верхним листом. Сепаратор находится в верхней части СПП и состоит из 20 секций, установленных радиально между

Таблица 9.3. **Основные характеристики сепараторов-пароперегревателей**

Марка турбины	Тип	Число аппаратов	Число ступеней перегрева	Греющий пар*		
				p, МПа	t, °С	G, кг/с
К-220-44 ХТЗ	СПП-220-1	2	2	1,85/4,23	206/253	8,9/7,9
К-500-65 ХТЗ	СПП-500-1	4	2	1,85 6,27	203/278	8,8/11,7
К-750-65 ХТЗ	СПП-750	4	1	6,2	278	31,1
К-1000-60 ХТЗ	СПП-1000	4	2	2,7/5,7	228/272	11,8/18,7

* В числителе — первая ступень пароперегрева, в знаменателе — вторая.

корпусом и центральной трубой, через которую выходит практически перегретый пар. Секция сепаратора состоит из трех пакетов с направляющими дырчатыми листами. Отвод сепаратора осуществляется через корыта и дополнительные жалюзийные пакеты, из СПП сепарат отводится через патрубок *Б*.

Перегревательные поверхности образуются из модулей — отдельных теплообменников, каждый из которых представляет собой трубы диаметром 325 и 273 мм с вваренными в них трубными досками. В каждом модуле в трубных досках развальцованы и приварены трубки диаметром 14 мм. Первая ступень пароперегрева состоит из 60 модулей, вторая — из 70. Модули устанавливаются на опорной решетке, приваренной к нижней части корпуса аппарата. Первая ступень располагается по периферии аппарата, вторая — в средней его части, между ними — вертикальная цилиндрическая перегородка. Греющий пар в каждую ступень подается через две камеры и проходит в межтрубном пространстве. Основной, нагреваемый пар проходит по трубкам. Отвод конденсата греющего пара осуществляется в нижней части СПП.

Для контроля и для того, чтобы при необходимости заглушить отдельные трубки, подводящие и отводящие камеры греющего пара выполнены с фланцевыми соединениями.

Пример 9.4. Составить баланс СПП и определить необходимое количество греющего пара. Схема СПП показана на рис. 9.14. Пароперегреватель двухступенчатый. Расход основного пара $G_{oc}=800{,}0$ кг/с. Температура промежуточного перегрева $t_{пп}=250$ °С.

Из теплового расчета турбины известно: энтальпия пара на входе в сепаратор $h_{oc}=2433{,}0$ кДж/кг, влажность $y_{oc}=0{,}150$, давление $p_{oc}=0{,}500$ МПа; параметры греющего пара первой ступени (из отбора пара в ЦВД турбины); энтальпия $h^{I}_{пп}=2650{,}0$ кДж/кг, давление $p^{I}_{пп}=2{,}75$ МПа; параметры греющего (свежего) пара второй ступени: энтальпия $h^{I}_{пп}=2752{,}4$ кДж/кг, давление $p^{II}_{пп}=6{,}40$ МПа.

Для расчета приняты: потери давления основного пара в сепараторе $\Delta p/p_{oc}=0{,}07$, т. е. $p_{1c}=0{,}490$ МПа, в пароперегревателе $\Delta p/p_{1c}=0{,}015+0{,}015$, следовательно, $(p_{пп})_1=0{,}482$ МПа и $(p_{пп})_2=0{,}475$ МПа; потери давления на линиях греющего пара $\Delta p/p^{гр}=0{,}015$, $(p^{I}_{пп})'=2{,}71$ МПа и $(p^{II}_{пп})'=6{,}30$ МПа.

Баланс сепаратора:

количество сепарата

$$G_c=G_{oc}(y_{oc}-y_{1c})=800{,}0(0{,}150-0{,}002)=118{,}4 \text{ кг/с},$$

где $y_c=0{,}002$ получено по формуле (9.18) при коэффициенте $\eta_{сеп}=0{,}99$. Количество пара на выходе из сепаратора

$$G_{1c}=800{,}0-118{,}4=681{,}6 \text{ кг/с}.$$

Далее проверяется баланс сепаратора при коэффициенте $\gamma=0{,}996$:

$$0{,}996\cdot 800{,}0\cdot 2433{,}0-800{,}0(1-0{,}148)2743{,}0=$$
$$=800\cdot 0{,}148\cdot 640{,}1,$$

который показывает правильность расчета.

Энтальпия пара на выходе из сепаратора $h_{1c}=2743{,}0$ кДж/кг при $p_{1c}=0{,}490$ МПа и $y_{1c}=0{,}002$; $h'_c=640{,}1$ кДж/кг при $(t_c)_s=151{,}8$ °С и $p_0=0{,}500$ МПа.

Примем распределение пароперегревателя между ступенями перегрева по равенству теплоперепадов, найдя предварительно энтальпию пара на выходе из второй ступени $(h_{пп})_2=2959{,}2$ кДж/кг, тогда

$$(h_{пп})_1=0{,}5[h_{пп})_2-h_{1c}]=0{,}5(2959{,}2+2743{,}0)=$$
$$=2851{,}0 \text{ кДж/кг}.$$

Баланс первой ступени промежуточного перегрева [см. формулы (9.20) и (9.21)]

$$G^{I}_{пп}=681{,}6\frac{2851{,}1-2743{,}0}{2650{,}0-977{,}5}=44{,}1 \text{ кг/с}.$$

Баланс второй ступени промежуточного перегрева

$$G^{II}_{пп}=681{,}6\frac{2959{,}2-2851{,}1}{2752{,}4-1230{,}6}=48{,}4 \text{ кг/с}.$$

Температурные напоры (недогревы) первой $(t'_{пп})_1-(t_{пп})_1=228{,}3-198{,}1=30{,}2$ °С и второй ступеней $(t'_{пп})_2-(t_{пп})_2=278{,}8-250{,}0=28{,}8$ °С примерно одинаковы.

Глава десятая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИННЫХ УСТАНОВОК АЭС

10.1. ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

К работе турбоустановок ТЭС и АЭС предъявляются следующие основные требования.

1. *Обеспечение заданной мощности* $P_э^{нетто}$. Энергоблок в данное время и на определенный период должен обеспечить мощность, заданную графиком нагрузки или указанием диспетчерской службы энергосистемы. По-

Основной поток				Число трубок промперегревателя	Высота, м	Диаметр, м	Масса, т
на входе		на выходе*					
p, МПа	G, кг/с	y	t, °С				
0,3	136	0,13	193/241	6920	14	3,4	110
0,34	141	0,10	190/263	32 400	9,1	4,1	130
0,47	181	0,13	263	8450	13,5	4,1	170
1,19	328	0,11	250	6770	13,4	3,4	130

скольку потребителю необходима отдаваемая мощность (мощность нетто), то, следовательно, речь идет о разности электрической мощности турбоагрегата $P_э$ (мощности брутто) и мощности, затрачиваемой на станционные собственные нужды $P_{с.н.}$ Хотя на электростанции любого типа для собственных нужд используются различные насосы, двигатели, машины, аппараты, по мощности определяющую роль среди них играют на ТЭС и ТЭЦ питательные насосы (ПН), на АЭС с водоохлаждаемыми реакторами главные циркуляционные насосы (ГЦН) и ПН, на АЭС с газоохлаждаемыми реакторами газодувки и ПН, на АЭС с реакторами на быстрых нейтронах с теплоносителем — жидкометаллическим натрием — ПН в пароводяном контуре, натриевые насосы в первом и промежуточном контурах.

Различают следующие характерные значения мощности турбоагрегата:

а) номинальная мощность $P_э^{ном} = P_{э0}$. Для конденсационной турбины — это наибольшая мощность, которую турбоагрегат должен длительно развивать при номинальных значениях всех других основных параметров и при использовании нерегулируемых отборов пара для постоянных собственных нужд энергоблока. Номинальная мощность указывается в технических условиях на поставку турбины. На эту мощность проектируется все оборудование энергоблока. Обычно при этой мощности гарантируются наивысшие показатели экономичности турбоустановки. Поэтому, как правило, номинальная мощность рассчитывается при полностью или почти полностью (с запасом по расходу пара до 5 %) открытых регулирующих клапанах;

б) максимальная мощность $P_э^{макс}$. Максимальная мощность конденсационной турбины не регламентируется ГОСТ. Она может быть предусмотрена заводом-изготовителем при проектировании головного экземпляра турбины или установлена (скорректирована) в период освоения энергоблока или в условиях эксплуатации. Достижение максимальной мощности $P_э^{макс} > P_{э0}$ на АЭС определяется следующими условиями:

возможностью перегрузки электрогенератора;

большей, чем расчетная, экономичностью турбоустановки, т. е. некоторыми изменениями в параметрах пара или тепловой схеме, или возможностью увеличения расхода пара через турбину, что, с одной стороны, требует увеличения паропроизводительности парогенератора и (или в одноконтурных АЭС) тепловой мощности реактора, с другой — увеличения пропускной способности турбины. Последнее возможно или при дополнительном открытии регулирующих клапанов, или открытии обводного клапана, или повышении давления на входе в турбину;

в) частичная мощность, меньшая номинальной. Согласно ГОСТ 24277-80 конденсационные турбины для атомных электростанций должны обеспечивать автоматическое изменение мощности в диапазоне от 30 до 100 % номинальной для покрытия переменной части суточного диспетчерского графика нагрузок;

г) холостой ход, при котором пар подается в турбину, вращающуюся с номинальной частотой, однако электрогенератор не вырабатывает мощности. При режиме холостого хода пар, проходящий через турбину в количестве $G_{х.х}$, вырабатывает некоторую внутреннюю мощность $(P_i)_{х.х}$, идущую на преодоление механических потерь, главным образом трения в подшипниках $\Delta P_{мех}$, и потерь в электрогенераторе $\Delta P_{э.г}$:

$$(P_i)_{х.х} = \Delta P_{мех} + \Delta P_{э.г}. \qquad (10.1)$$

Отметим, что при малом расходе пара $G_{х.х} \approx (0{,}05 \div 0{,}1)\, G_0$ экономичность собственно турбины $\eta_{0i}^{т}$ мала: работоспособность пара перед первой ступенью существенно понижена из-за дросселирования, последние ступени работают в вентиляционном режиме, режим работы промежуточных ступеней далек от оптимального. На рис. 10.1 показан

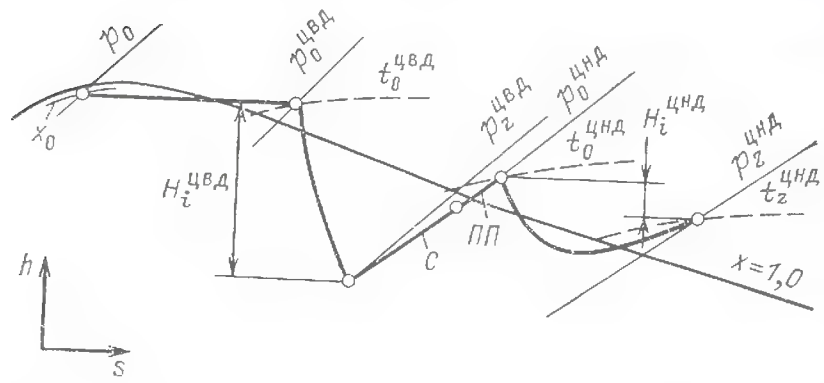


Рис. 10.1. Процесс изменения параметров пара в h, s-диаграмме для холостого хода турбоагрегата АЭС при отключенной второй ступени промперегрева

процесс расширения в турбине насыщенного пара при холостом ходе.

Значительная доля полезной мощности, вырабатываемой первыми ступенями турбины при холостом ходе, идет на преодоление вентиляционных потерь в последних ступенях (см. § 5.1) — потерь, обратно пропорциональных удельному объему пара $v_к$. Поэтому чем глубже вакуум при холостом ходе, т. е. чем больше удельный объем пара за турбиной, тем меньше будет вентиляционная мощность последней ступени и, следовательно, потребуется меньший расход пара при режиме холостого хода. Так, например, для турбоагрегата К-220-44 относительный расход пара при холостом ходе $G_{х.х}/G_0=8{,}5\%$ при $p_к=2{,}9$ кПа и $G_{х.х}/G_0=11{,}5\%$ при $p_к=5{,}1$ кПа. Отсюда очевидна необходимость при этом режиме по возможности поддерживать наивысшее разрежение в конденсаторе. Следует учитывать, что повышенное давление в конденсаторе при холостом ходе может привести к недопустимо высокой температуре последних ступеней, выходного патрубка, расцентровке турбины, а вследствие малых объемных пропусков — и к вибрации рабочих лопаток последней ступени.

2. *Обеспечение надежности паротурбинной установки.* Под надежностью в общем случае понимается бесперебойность выработки электроэнергии (и тепловой, если речь идет об установках с комбинированной выработкой теплоты и электроэнергии) согласно заданному графику работы.

Надежность оборудования, в том числе и турбинного, в первую очередь определяется безотказностью его — свойством сохранить работоспособность. Ненадежность турбины может быть следующих видов:

поломка (авария, выход из строя) того или иного элемента турбины или турбоустановки, требующая ее остановки для последующего ремонта или замены. От характера поломки зависят требуемое время восстановления, стоимость ремонта и, главное, недовыработка электроэнергии, обусловленная данной поломкой;

внеплановая остановка агрегата без повреждения, например ложное срабатывание защиты или остановка турбины для чистки конденсаторных трубок, проточной части и т. п.;

частичный отказ, когда по условиям надежности турбина не может вырабатывать мощность, диктуемую графиком нагрузки, в частности максимальную мощность. Причинами этого могут быть повышенная вибрация, значительные осевые усилия при каких-то режимах работы, необходимость работы при отклоненных от номинальных значений параметрах и т. д.

Согласно ГОСТ 24277-80 указываются четыре показателя надежности турбин:

межремонтный срок службы — не менее 4 лет;

коэффициент готовности — не менее 0,97 (после периода освоения). Коэффициентом готовности называется отношение

$$K_г=\frac{\tau_р}{\tau_р+\tau_{в.п}}. \qquad (10.2)$$

Здесь $\tau_р$ — время работы турбины; $\tau_{в.п}$ — время вынужденных (внеплановых) простоев. Обычно под $\tau_р$ подразумевается коэффициент готовности за год работы; коэффициент рабочего времени

$$K_{р.в}=\frac{\tau_р}{\tau_{кл}}, \qquad (10.3)$$

где $\tau_{кл}$ — календарное время, равное 8760 ч в год. Если $K_{р.в}=0{,}8$, то $\tau_р\approx7000$ ч и, следовательно, при $K_г=0{,}97$ время вынужденных простоев должно быть не более 216 ч в год.

По турбинам АЭС К-220-44 и К-500-65/3000 ХТЗ эксплуатационная надежность $K_г=0{,}996\div0{,}998$;

наработка на отказ — не менее 5000 ч (после периода освоения). Наработка на отказ подсчитывается по формуле

$$T_к=\tau_р\frac{z}{z_{отк}}.$$

Здесь (если подсчитывается $T_к$ для нескольких турбин) z — число турбин; $z_{отк}$ — число отказов по всем рассматриваемым турбинам за время $\tau_р$. Применительно к одной турбине за год при $\tau_р\approx7000$ ч время наработки на отказ, требуемое ГОСТ, означает не более 1,4 отказа в год;

срок службы до списания — не менее 30 лет, за исключением быстроизнашиваемых деталей и сборочных единиц (например, последних лопаток, подвергаемых эрозии).

3. *Обеспечение эксплуатационной экономичности.* Экономичность энергоблоков ТЭС обычно характеризуется удельным расходом

условного топлива на выработку электроэнергии, а энергоблоков АЭС — КПД нетто; экономичность турбоустановок ТЭС и АЭС определяется по удельному расходу теплоты. Показатели экономичности зависят от многих факторов, как проектно-конструкторских, так и эксплуатационных, в том числе от режима работы энергоблока и его турбоустановки.

Основными факторами, от которых зависит эксплуатационная экономичность, являются:

а) внешние параметры турбоустановки. Внешние параметры должны поддерживаться равными номинальным или при сохранении надежности оборудования отклоняться от номинальных в пределах, допустимых заводом-изготовителем, причем таким образом, чтобы это отклонение привело к снижению удельного расхода теплоты.

Под внешними параметрами турбоустановки понимаются параметры пара перед стопорными клапанами турбины (давление p_0 и температура t_0 для перегретого пара, давление p_0 и влажность y_0 для турбин насыщенного пара).

При газовом промежуточном перегреве пара (на ТЭС, на АЭС с газоохлаждаемыми реакторами, в том числе в некоторых типах АЭС с реакторами БН, а также в случае ядерного перегрева) температура после промперегрева $t_{пп}$ также является внешним параметром.

При паро-паровом промперегреве, типичном для подавляющего большинства АЭС с водоохлаждаемыми реакторами, а также используемом в АЭС с реакторами БН последних типов (см. § 1.4 и 6.9), температура $t_{пп}$ не зависит от работы паропроизводящей установки и не является внешним параметром. Эта температура определяется условиями работы собственно турбоустановки.

Внешним параметром является расчетная температура питательной воды $t_{п.в}$, выбираемая с учетом работы паропроизводящего аппарата (реактора, парогенератора, котла) на основе технико-экономического расчета всего энергоблока.

Внешними параметрами являются температура и расход охлаждающей воды. Отметим, что в некоторых пределах может оказаться рациональным регулировать расход охлаждающей воды, воздействуя на мощность циркуляционных насосов и меняя мощность турбины вследствие меняющегося давления в конденсаторе. Оптимальным режимом будет такой, когда при заданных условиях (расходе пара через турбину и температуре охлаждающей воды $t_{ох.в}$) мощность нетто будет наивысшей. Следовательно, наименьшим будет и удельный расход теплоты нетто;

б) режим работы энергоблока. Под режимом работы понимается, во-первых, число пусков-остановок и длительность каждого простоя. Каждая остановка и особенно пуск агрегата требуют расхода пара, значительной мощности на собственные нужды и тем самым расхода теплоты. Чем больше в году пусков-остановок, тем, очевидно, ниже будет среднегодовая экономичность.

Режим работы энергоблока, во-вторых, характеризуется коэффициентом использования мощности $K_{исп}$ — отношением выработанной электроэнергии $W_э$ за рассматриваемый период времени (скажем, за год) к теоретически возможной за этот же период при постоянной работе с полной (номинальной) нагрузкой $(W_э)_t = \tau_{кл} P_{э0}$, где для года $\tau_{кл} = 8760$ ч:

$$K_{исп} = W_э / (W_э)_t.$$

Коэффициент использования мощности является одной из важнейших характеристик работы как каждого энергоблока, так энергосистемы в целом. Велико его влияние на среднюю экономичность. Очевидно, что чем больше $K_{исп}$, тем выше должна быть средняя и, следовательно, интегральная экономичность. Это объясняется двумя причинами. Одна из них — уменьшение $W_э$ в связи с большим числом пусков-остановок — рассмотрена выше. Вторая — снижение $W_э$ вследствие работы при частичной нагрузке. Поскольку практически всегда наивысшая экономичность отвечает номинальной или максимальной нагрузке, то работа при пониженной мощности означает снижение КПД. Следует отметить, что коэффициент использования $K_{исп}$ и его влияние на экономичность не могут анализироваться оторванно от числа пусков.

Рассмотрим это на простом примере. Пусть работа энергоблока номинальной мощностью $P_{э0} = 1000$ МВт анализируется за год. Тогда $(W_э)_t = \tau_{кл} P_{э0} = 8760 \times 1 \cdot 10^6$ кВт·ч $= 8{,}760 \cdot 10^9$ кВт·ч. Коэффициент использования $K_{исп} = 0{,}5$. Этот коэффициент может, например, соответствовать работе агрегата с полной нагрузкой в течение полугода при всего одном пуске. В этом случае снижение экономичности определяется потерями во время всего двух переходных режимов — одном пуске и одной остановке. Работал же энергоблок полгода при номинальном режиме с наивысшим КПД. Возможный (для АЭС столь большой мощности — гипотетический) случай: энергоблок останавливался в конце каждой недели и проработал в году 5616 ч, однако все это время не с полной, а с частичной нагрузкой $P_э = 0{,}780\ P_{э0}$. Таким образом, при одинаковом $K_{исп} = 0{,}5$ во втором случае очевидна существенно пониженная по сравнению с первым экономичность, определяемая большим (52) числом пусков-остановок и работой с неполной нагрузкой и, следовательно, при меньшем КПД, чем при $P_{э0}$;

в) экономичность собственно турбоагрегата, в первую очередь отно-

сительный внутренний КПД проточной части, сопротивление паровых трактов, главным образом выходного патрубка, потерь в подшипниках, в электрогенераторе и т. п. При этом подразумевается КПД не только при номинальном режиме, но и при частичной нагрузке, а также, что очень важно, поддержание высокого КПД во время эксплуатации;

г) состояние и качество вспомогательного оборудования. Низкая экономичность насосного агрегата, переохлаждение конденсата в конденсаторе, повышенные недогревы питательной воды и конденсата в подогревателях, большие потери давления на всех линиях, в частности в тракте СПП турбин АЭС, недостаточная эффективность сепарации во внешнем сепараторе, отключение подогревателей питательной воды и т. д. — все это снижает общую экономичность турбоустановки. Особо следует отметить ухудшение вакуума, т. е. повышение конечного давления $p_к$ из-за отложений в конденсаторных трубках. Повышение $p_к$ на 1 кПа может вызвать снижение КПД турбоустановок АЭС на $\Delta\eta/\eta_{ст} = 1{,}5 \div 2\%$.

4. *Удовлетворение требований по охране труда, технике безопасности, по радиационной безопасности.* Эксплуатация турбоустановок ТЭС и АЭС должна при всех режимах отвечать требованиям техники безопасности и охраны труда.

Отметим необходимость контроля за шумом в машинном зале, где нормами указывается допустимый уровень звукового давления в зависимости от частоты — до 99—74 дБ — и уровень звука — менее 86 дБА, возбуждаемые турбиной в зоне обслуживания и измеряемые на расстоянии 1 м от обшивки турбины.

Увеличение шума за время эксплуатации может вызываться ухудшением изоляции, ухудшением аэродинамики паровых трактов, особенно в зоне клапанов, попаданием в паровой тракт посторонних предметов.

Должна обеспечиваться электро- и пожаробезопасность при работе турбоустановки. В частности, температура наружной поверхности изоляции или обшивки не должна быть более 45 °С. Чрезвычайно важно следить за появлением течи масла из систем смазки (в том числе и электрогенератора) и регулирования.

Особенно важно обеспечить условия радиационной безопасности. Это касается всех АЭС, однако для одноконтурных АЭС требования по эксплуатации турбоустановок резко возрастают. Длительный период работы АЭС СССР показал, что всегда и везде фактический уровень ионизирующего излучения и мощность γ-излучения были менее предельно допустимых. Содержание радиоактивных газов и аэрозолей в воздухе обслуживаемых и технологических помещений удовлетворяло жестким требованиям «Норм радиационной безопасности». Однако это не должно снижать требовательности к эксплуатации оборудования АЭС, в том числе турбоустановок, по контролю радиационной безопасности и предотвращению причин возможного ухудшения радиационной обстановки на АЭС и вне ее. Детально эти вопросы рассматриваются в соответствующих курсах.

Обратим внимание на некоторые стороны деятельности эксплуатационного персонала АЭС в машинном зале:

а) контроль за плотностью всего пароводяного тракта;

б) непрерывная гарантированная подача чистого, нерадиоактивного пара в концевые уплотнения турбин одноконтурных АЭС;

в) периодическая дезактивация поверхностей, находящихся в контакте со средами, загрязненными радиоактивными веществами, в том числе контроль содержания радиоактивных газов в паре, подаваемом в турбины двухконтурных АЭС, где внутри парогенератора возможно перетекание теплоносителя во второй контур;

г) конкретные, согласно эксплуатационной инструкции, операции при аварийных ситуациях.

5. *Проведение ремонтного обслуживания оборудования* как составной части эксплуатации, отвечающего всем рассмотренным выше требованиям. Ремонт при этом должен проводиться с минимальными затратами времени и, при возможности, меньшим количеством персонала.

10.2. ПУСК И ОСТАНОВКА ТУРБОАГРЕГАТА

Режимы пуска турбоагрегата принципиально зависят от:

а) особенностей паропроизводящей установки: для АЭС — от типа реактора и числа контуров на электростанции, для ТЭС и ТЭЦ — от типа котла (барабанного или прямоточного);

б) схемы главных паропроводов между паропроизводящим аппаратом и турбиной: неблочной, когда несколько турбин питается паром из линии, подключенной к нескольким котлам (старые ТЭС без промежуточного перегрева пара с турбинами мощностью менее 150 МВт, а также многие ТЭЦ), блочной — при моноблоке (один котел или реактор и одна турбина), при дубль-блоке — два котла и одна турбина (некоторые ТЭС) или один реактор и две турбины (энергоблоки с реакторами ВВЭР-440 и РБМК и некоторые другие);

в) температурного состояния турбины перед пуском. Обычно различают пуски, проводимые из холодного, неостывшего и горячего состояний. Критерием температурного состояния является температура головной части турбины и главного паропровода, соединяющего паропроизводящий аппарат с турбиной.

Если эта температура не превышает примерно 150 °С, то принято считать, что пуск производится из холодного состояния, при температуре 400—450 °С и выше — из горячего состояния. Промежуточные значения температуры характеризуют пуск из неостывшего состояния. Для турбин насыщенного пара с $t_0 \approx 260 \div 280$ °С обычно не разграничивают технологию пуска из горячего и неостывшего состояний.

В общем случае температурное состояние турбины перед пуском зависит от режима остановки и последующего остывания. Время, необходимое для остывания до 150 °С, составляет для турбин ТЭС и АЭС при $t_0 = 535 \div 565$ °С примерно 100 ч, т. е. отвечает простою не менее четырех суток. Для этих турбин горячий пуск отвечает ночному простою, а из неостывшего состояния — остановке на субботу и воскресенье. Для турбин насыщенного пара АЭС пуску из холодного состояния предшествует суточный простой.

Условия прогрева и охлаждения элементов ЦВД

Особенности переходных режимов турбин АЭС с водоохлаждаемыми реакторами связаны со свойствами влажного пара. Во-первых, при существенном снижении нагрузки турбины происходит резкое падение температуры пара по проточной части, включая элементы паровпуска, так как температура влажного пара однозначно соответствует состоянию насыщения при давлении вне зависимости от того, расширяется пар, совершая работу, или дросселируется в паровпускных органах (см. § 5.3). Во-вторых, сухой насыщенный пар или пар с малой степенью влажности при дросселировании с давлений, превышающих 3 МПа, увлажняется (см. рис. 5.8), а, как известно, интенсивность теплоотдачи от поверхности к влажному пару чрезвычайно велика. Совместное действие обоих факторов при быстрых изменениях нагрузки может привести к высоким температурным напряжениям, а в случае многократного повторения таких режимов — даже к термоусталостному разрушению ответственных узлов турбины.

Для определения термонапряженного состояния деталей турбины в нестационарных режимах необходимо знать, как изменяются во времени граничные условия, определяющие распределение температур в этих деталях. Обычно при определении температурных полей в турбинных деталях решается задача с граничными условиями третьего рода [14, 33]. При этом должны быть известны температура пара, омывающего поверхность детали, и коэффициент теплоотдачи, характеризующий теплообмен между паром и этой поверхностью. Поскольку температура насыщенного пара однозначно связана с его давлением, нахождение температуры обычно не вызывает трудностей (см. § 5.3).

При теплообмене с влажным паром коэффициенты теплоотдачи всегда велики, так что температура поверхности турбинных деталей, паропроводов почти без отставания следует за температурой омывающего ее пара. Если температура поверхности выше температуры насыщения при давлении омывающего ее перегретого пара, то коэффициент теплоотдачи определяется в основном скоростью пара. Если температура поверхности ниже температуры насыщения при давлении омывающего ее пара, то конденсация будет происходить и в тех случаях, когда пар перегрет, а тепловой поток через поверхность детали и скорость прогрева ее окажутся столь же высокими, как и при насыщенном паре.

При малых расходах свежего насыщенного пара в результате его дросселирования в регулирующих клапанах органы паровпуска и первые ступени ЦВД могут работать перегретым паром (рис. 10.1).

Относительные расширения ротора и корпусов турбины

Эти расширения определяются, главным образом, соотношением скоростей прогрева вращающихся и неподвижных деталей.

Скорость прогрева корпусов высокого давления влажно-паровых турбин из-за их относительной тонкостенности и высоких коэффициентов теплоотдачи, характерных для влажного пара, приближается к скорости прогрева роторов. В некоторых случаях, особенно при корпусах, сварных из листового проката, а роторах — сварнокованых с большим диаметром поковки, можно ожидать даже относительного укорочения роторов в процессе прогрева.

Пусковая схема

Пусковая схема всего энергоблока или части его (только турбоустановки) включает все технологическое оборудование и объединяющие его связи, необходимые для проведения пуска, а также разгружения, остановки и некоторых других переходных режимов. Как и у турбоустановок ТЭС, на АЭС имеется система пускосбросных устройств. Однако и назначение их, и их количество, и важность для энергоблоков АЭС иные. В турбоустановках АЭС пускосбросные устройства играют важную роль в обеспечении надежности работы оборудования всего энергоблока, в первую очередь реактора, в решении задач радиационной безопасности и защиты окружающей среды.

На АЭС должна быть предусмотрена возможность сброса пара из реактора (при одноконтурной схеме) *или парогенератора* (при двухконтурной схеме), *минуя турбины, в основной или специальный технологический конденсатор.* Для этого все турбоустановки АЭС с водоохлаждаемыми реакторами имеют специальную быстродействующую редукционную установку БРУ-К (буква К означает, что сброс пара производится в конденсатор).

Важная особенность пуска турбоустановок АЭС связана с СПП и разными режимами подачи греющего пара на его пароперегреватель.

В одноконтурных АЭС имеются особенности пусковых схем, требующие или дополнительных устройств, или повышенной ответственности ряда устройств, используемых и во втором контуре АЭС с реакторами ВВЭР.

1. Поскольку радиоактивный пар нельзя сбрасывать в атмосферу, то при сбросе нагрузки должна быть предусмотрена возможность приема в конденсаторы 100 %-ного расхода пара, поступающего в турбину.

2. Поскольку при повышении давления в выходном патрубке турбины в отличие от ТЭС нельзя открыть предохранительные клапаны и выпустить отработавший пар в машинный зал или за пределы здания АЭС, то для приема этого пара в данной аварийной ситуации (так называемой «потере вакуума» в основном конденсаторе) необходим дополнительный технологический конденсатор.

3. Для предотвращения утечки радиоактивного пара в машинный зал необходимо в промежуточные камеры концевых уплотнений турбины, в уплотнения штоков всех паровых клапанов подавать чистый, т. е. нерадиоактивный, пар, который также необходим для питания пароструйных эжекторов. Специальная испарительная установка дает чистый пар. Обычно давление этого пара определяется условиями работы пароструйного эжектора. Количество требуемого для данных целей чистого пара невелико: так, для турбоустановки К-500-65/3000 суммарная производительность испарителей составляет 13 кг/с, т. е. меньше 2 % общего расхода пара, при этом чистый пар имеет давление 0,635 МПа и температуру 161 °С. Греющий пар испарителя при пуске — это редуцируемый до 0,9 МПа свежий пар, а при нормальной работе — это пар из первого или второго регенеративного отборов турбины.

4. Принимая во внимание исключительную важность высокой степени деаэрации питательной воды для одноконтурных схем АЭС, необходимо обеспечить функционирование деаэратора при всех нагрузках, а также во время переходных режимов, включая пуск-остановку агрегата. Поскольку при этих режимах, а также при малой нагрузке турбины давление пара из отбора, используемого для питания деаэратора, недостаточно, то необходимо временное переключение деаэратора на линию свежего пара. При этом, естественно, требуется понижение давления — редуцирование свежего пара, которое выполняется с помощью быстродействующего редукционного устройства БРУ-Д (буква Д показывает, что редуцируется пар, идущий в деаэратор).

5. При глубокой разгрузке турбины, например или одновременном отключении сразу двух турбин, питаемых одним реактором РБМК, при отключении одной из этих турбин, при некоторых других аварийных ситуациях, как было показано в § 8.2, давление пара перед турбиной — в сепараторе реактора — может недопустимо повыситься. Поэтому предусмотрено специальное быстродействующее редукционное устройство БРУ-Б (буква Б — барботер), с помощью которого это давление поддерживается в заданных пределах.

Например, для АЭС с реакторами РБМК-1000 и двумя турбинами К-500-65/3000 предельно допустимое давление в сепараторе реактора составляет 7,15 МПа, при этом избыточный пар сбрасывается в барботер. Клапаны БРУ-Б могут управляться как автоматически, так и оператором — дистанционно. Полное их открытие отвечает отключению сразу двух турбин энергоблока. Кроме того, имеются предохранительные клапаны для перепуска и дросселирования пара в барботер при некоторых аварийных и переходных режимах, например когда невозможно сбросить весь пар помимо турбины через БРУ-К.

6. Как нормально функционирующее оборудование турбоустановки, так и специальное резервное и аварийное, использующее внутренние источники питания, должно обеспечиваться дополнительными посторонними источниками питания.

Хотя перечисленные выше особенности пусковых схем относятся к одноконтурным схемам АЭС, отметим, что и для второго контура АЭС с реакторами ВВЭР необходимы устройство для сброса пара в конденсатор, минуя турбину (до 60 % расхода свежего пара), — БРУ-К, устройство для подключения деаэратора к питанию от паропровода свежего пара — БРУ-Д, а также предохранительные и быстродействующие клапаны для выпуска пара в атмосферу.

На рис. 10.2 показана сильно упрощенная пусковая схема турбоустановки К-500-65/3000 [16, 26]. Отметим некоторые ее элементы. Кроме указанных выше основных пускосбросных устройств и испарительной установки обратим внимание на систему обвода главных парозапорных задвижек турбин и пусковых байпасов, а также дренажей, которые обеспечивают прогрев паропроводов свежего пара до стопорных и регулирующих клапанов и корпусов этих клапанов.

Система дренажей при пуске турбины должна обеспечить отвод конденсата, образующегося при прогреве в цилиндрах турбины, паропроводах и других элементах тур-

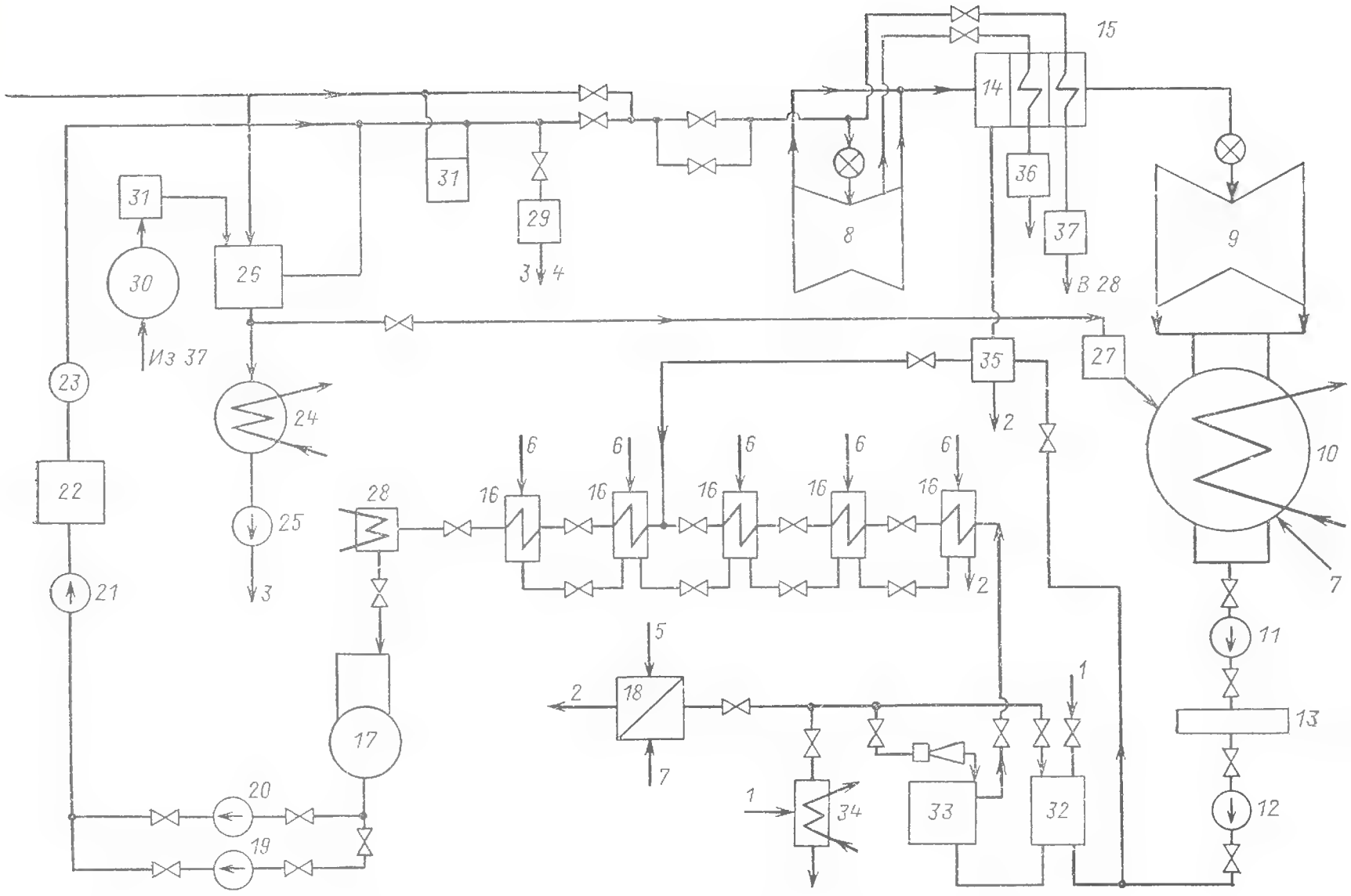


Рис. 10.2. Упрощенная пусковая схема турбоустановки ХТЗ с турбиной К-500-65/3000:

1 — из конденсатора; *2* — в конденсатор; *3* — к деаэратору; *4* — к испарителю; *5* — из РОУ, VI отбора, от постороннего источника; *6* — из регенеративных отборов турбины; *7* — из химводоочистки; *8* — ЦВД турбины; *9* — ЦНД турбины; *10* — основной конденсатор; *11* — конденсатный насос I ступени; *12* — то же II ступени; *13* — конденсатоочистка; *14* — сепаратор; *15* — пароперегреватель; *16* — ПНД; *17* — деаэратор; *18* — испаритель; *19* — питательный насос основной; *20* — питательный насос резервный; *21* — ГПН; *22* — реактор; *23* — сепаратор реактора; *24* — технологический конденсатор; *25* — насос; *26* — БРУ-К-1; *27* — БРУ-К-2; *28* — охладитель выпара деаэратора; *29* — БРУ-Д; *30* — барботер; *31* — БРУ-Б; *32* — эжектор основной; *33* — эжектор пусковой; *34* — эжектор пара уплотнений; *35* — охладитель дренажа сепаратора; *36* — конденсатосборник первой ступени перегревателя; *37* — то же второй ступени

боустановки в результате конденсации пара, и прогрев этих элементов.

Поскольку недопустим подвод (сброс) в конденсатор воды и пара существенно разных параметров, то в турбоустановке имеется расширительный бак, соединенный с конденсатором. Расширительный бак — сборник всех дренажей турбины, включая дренажи паропроводов свежего пара. Но и в расширительный бак дренирование из всех элементов турбоустановки производится не непосредственно, а через группу промежуточных коллекторов, в каждый из которых собирается дренаж примерно одинаковых параметров. Речь идет о дренаже из паропроводов свежего пара и головной части турбины, из линий отборов, из тракта ЦВД — СПП — ЦНД, из различных вспомогательных линий и т. п.

Пуск турбоустановки

Собственно пуск турбоустановки можно разделить на три стадии:

1) подготовка к пуску;

2) подача пара в турбину («толчок» ротора), разворот турбины, т. е. увеличение частоты вращения турбины до номинальной, и включение электрогенератора в сеть;

3) нагружение турбоагрегата.

Пуск турбоустановки рассмотрим на примере энергоблока с реактором РБМК-1000 и двумя турбинами К-500-65/3000 [16, 26]. Выбор данного энергоблока для описания операций по пуску не случаен. Во-первых, подавляющее большинство работающих АЭС с турбинами насыщенного пара имеет дубль-блоки: две турбины на один реактор. Это относится и к АЭС с реакторами РБМК-1000 и РБМК-1500, и к АЭС ВВЭР-440, и к пятому блоку Нововоронежской АЭС с реакторами ВВЭР-1000. В общем случае пуск дубль-блока сложнее, чем моноблока. Во-первых, в блоках с реакторами ВВЭР пуск первой турбины производится при скользящем давлении в сепараторе парогенератора, а пуск второй турбины — при номинальном давлении. Во-вторых, одноконтурная схема рассматриваемого энергоблока имеет ряд дополнительных особенностей, которые могут быть исключены при анализе пуска турбоустановок двухконтурных АЭС.

Подготовка к пуску. Предварительно производится проверка исправности КИП (контрольно-

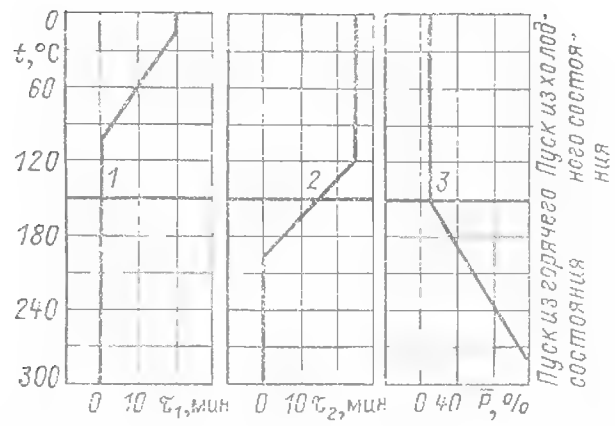


Рис. 10.3. График пуска турбины насыщенного пара:
1 — промежуточная выдержка; *2* — выдержка при номинальной частоте вращения; *3* — первоначальная нагрузка

измерительных приборов), масляной системы, всех насосов, как основных, так и резервных и аварийных, системы защиты, включая автоматы безопасности, всех клапанов (стопорных, регулирующих, обратных и предохранительных), системы регулирования, валоповоротного устройства и т. д.

Деаэратор и баки заполняются обессоленной водой, из контура выводятся продукты стояночной коррозии. Производится разогрев всей системы соответственно до температуры 211 °С — температуры насыщения при давлении 2 МПа. Выбор этого давления определяется пропускной способностью БРУ-Д и условиями нормальной его работы. К моменту достижения этого давления должны быть включены циркуляционные насосы, подающие воду в конденсаторы, конденсатные насосы, масляные насосы, валоповоротное устройство. Производится полная проверка системы регулирования. Включается система дренажей.

После достижения в барабане-сепараторе давления 2 МПа включается БРУ-Д, вода в деаэраторе разогревается, давление в нем поднимается до номинального значения — 0,7 МПа. Одновременно включаются испаритель чистого пара и эжекторы пусковые и отсоса из уплотнений. Особенность одноконтурных схем требует такого включения системы эжекторов, при котором образовавшаяся гремучая смесь отводится в систему дожигания.

Постепенным открытием БРУ-К расход пара увеличивается примерно до 100 кг/с. Следует отметить, что сброс пара в конденсатор и, следовательно, описанная выше операция возможны при достижении достаточно глубокого вакуума — $p_к$<30 кПа.

Постепенно весь контур разогревается, производится прогрев трубопроводов свежего пара от главной паровой задвижки — ГПЗ-2 (рис. 10.2), включая блок стопорно-регулирующих клапанов. Прогрев осуществляется при закрытых ГПЗ-2 и этих клапанах. Далее с помощью байпаса ГПЗ пар подается к стопорному клапану, пока давление за байпасом не достигает 4 МПа. После этого открывают ГПЗ и закрывают байпасы.

Подача пара в турбину, ее разворот. Эти операции производятся открытием регулирующего клапана. График пуска турбины К-500-65/3000 показан на рис. 10.3. Этот график зависит от начального температурного состояния паровпускных частей турбины и строится на основе расчетно-экспериментального определения температур деталей турбины и температурных градиентов. График на рис. 10.3 разделен на две части: нижняя относится к пуску из горячего состояния, верхняя — к пуску из холодного состояния.

График пуска представлен тремя зависимостями от температуры ЦВД: промежуточной и конечной (при достижении номинальной частоты вращения) выдержки и скорости набора нагрузки. Чем ниже температура металла ЦВД, тем медленнее набирается частота вращения. Промежуточная выдержка производится при частоте n=6,7÷7,3 1/с. Максимальное время выдержки — 20 мин — отвечает холодной турбине с t≤20 °С (кривая *1*). Во время данной выдержки отключают валоповоротное устройство, внимательно прослушивают турбину, проверяют отсутствие задеваний, уровень вибрации подшипников, относительные осевые перемещения ротора и корпусов, температурные разности и т. п. Зону критических частот валопровода из-за повышенной вибрации проходят быстро.

По мере увеличения расхода пара, поступающего в турбину, уменьшается сброс пара, минуя турбину, в конденсаторы через БРУ-К. После достижения номинальной частоты вращения n=50 1/с необходима выдержка, определяемая кривой *2* на рис. 10.3. При пуске из холодного состояния эта выдержка доходит до 25 мин. При этом при работе на холостом ходу тщательно контролируется состояние турбоагрегата и конденсационного устройства. После выдержки производятся синхронизация электрогенератора и включение его в сеть.

Нагружение турбины. После включения электрогенератора в сеть начальная нагрузка турбины определяется ее температурным состоянием согласно кривой *3* на рис. 10.3. Чем выше эта температура, тем бо́льшую долю от номинальной мощности турбины составляет ее первоначальная нагрузка.

Если сначала повышение мощности турбины осуществляется подачей в турбину только части пара, вырабатываемой реактором (или в двухконтурных АЭС — парогенератором), а остальная часть пара идет, минуя турбину, через БРУ-К, то теперь нагружение турбины осуществляется открытием регулирующих клапанов и одновременным прикрытием клапанов БРУ-К. После полного отключения БРУ-К дальнейшее увеличение расхода пара осуществляется повышением давления пара перед турбиной, пропорционального расходу пара («пуск на скользящем давлении») или увеличением тепловой мощности реактора.

На рис. 10.4,*а* представлен график нагружения тур-

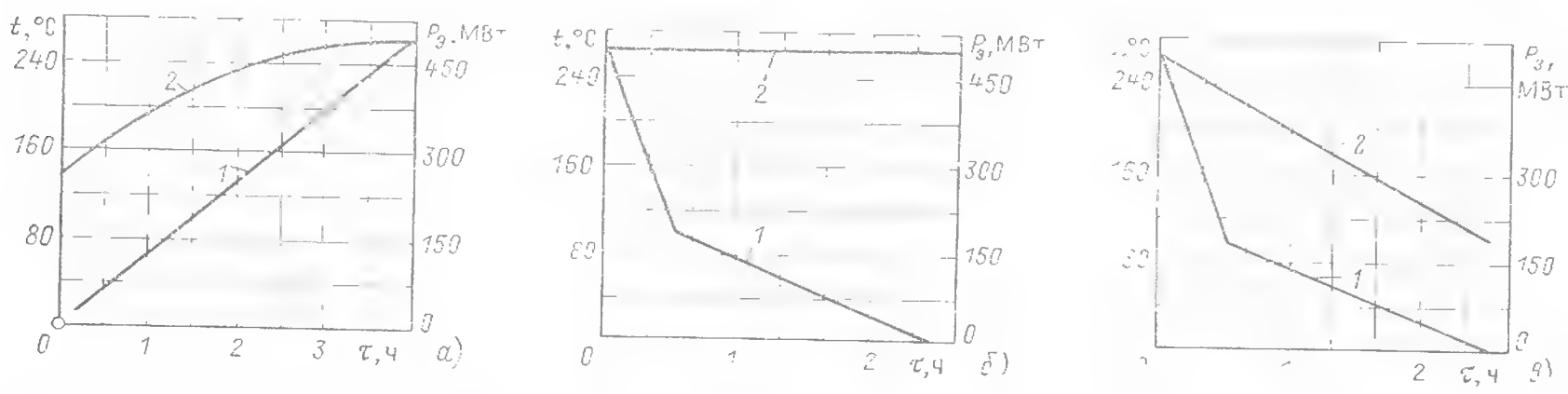


Рис. 10.4. Графики нагружения (*а*) и разгружения обычного (*б*) и с расхолаживанием РПД (*в*) турбины К-500-65/3000 ХТЗ:
1 — нагрузка; *2* — температура пара перед ЦВД

бины К-500-65/3000 при пуске ее из холодного состояния. Скорость этого нагружения составляет примерно 2 МВт/мин. Одновременно с нагружением турбины растет температура промперегрева $t_{пп}$ — температура пара на входе в ЦНД. При пуске из холодного состояния поступление горячего пара после промперегрева на относительно холодный ротор низкого давления может привести к значительным температурным напряжениям. Поэтому такой пуск производится при закрытом клапане на линии греющего свежего пара, т. е. вторая ступень перегрева в СПП отключена. Перегрев осуществляется только в первой ступени паром отбора, количество которого пропорционально расходу пара в турбину и, следовательно, при пуске невелико. Очевидно, что перегрев на входе в ЦНД будет незначительным. Затем вручную оператором открывается клапан свежего пара — греющего пара второй ступени. Номинальная температура $t_{пп}$ отвечает номинальной нагрузке.

Если вслед за первой турбиной дубль-блока пускается и вторая, то на последнем этапе нагружения первого агрегата производится подготовка к пуску второго, как это было описано выше. Важными особенностями пуска второго агрегата являются высокое давление пара в барабан-сепараторе и, следовательно, перед турбиной, а также возможность приема некоторого количества пара и неконденсирующихся газов второй турбоустановки в конденсаторы первой.

Особенности пуска турбины из горячего (неостывшего) состояния

Такой пуск возможен после короткой остановки, например после ложного срабатывания системы защиты. При «горячем» пуске пар в барабанах-сепараторах обычно находится под номинальным или близком к номинальному давлением.

Очевидно, что такой пуск не требует предварительного прогрева и начинается с подачи пара в турбину, ее «толчка» и затем холостого хода. Холостой ход турбины, когда перед первой ее ступенью давление пара составляет примерно 0,5 МПа (для турбин насыщенного пара с $p_0=5\div6{,}5$ МПа), отвечает расходу $G_{х.х}=(0{,}07\div0{,}1)\,G_0$. Вследствие дросселирования температура пара, поступающего в первую ступень турбины, равна примерно 140—150 °С. Если пуск производится из горячего состояния, то ЦНД может и должен работать с достаточно высоким значением $t_{пп}$. Поэтому в данном случае при пуске клапан на линии свежего пара — греющего пара второй ступени СПП, — полностью открыт. Поскольку расход этого пара пропорционален давлению свежего пара, а расход основного пара до набора нагрузки невелик, то $t_{пп}$ достигает наивысшего значения.

Рассмотренная выше (рис. 10.3) первоначальная мощность при нагружении существенно выше, чем при пуске «холодной» турбины. При кратковременной остановке она близка к номинальной, но обычно из-за отмеченных выше температурных разностей нагружение не может производиться мгновенно, а выполняется с ограниченной скоростью.

Разгружение турбоагрегата

Разгружение турбины — принципиально такой же переходный режим, как и ее пуск, и требует внимательного отношения, так как может вызвать нежелательные явления.

При разгружении турбины в ее элементах возникают температурные градиенты и температурные напряжения. Однако еще более опасным может оказаться разное сокращение ротора и статора. Обычно ротор, имеющий меньшую массу, охлаждается быстрее, чем статор, что может привести к задеваниям в проточной части турбины, где осевые зазоры между неподвижными и вращающимися элементами составляют несколько миллиметров.

При больших температурных градиентах как в роторе, так и в корпусе турбины могут возникнуть значительные температурные напряжения, причем, поскольку при быстром охлаждении появляются растягивающие напряжения, они могут привести к появлению трещин.

Очевидно, что, с одной стороны, желательно постепенное охлаждение элементов турбины, с другой — разгружение с малой скоростью ведет к экономическим потерям, так как энергия вырабатывается при низком КПД всего энергоблока.

Характер и последовательность операций при разгружении турбины АЭС рассмотрим на примере турбоагрегата К-500-65/3000 ХТЗ дубль-блока одноконтурной схемы АЭС с реакторами РБМК-1000.

Плановое разгружение одной из двух турбин энергоблока при работающей второй производится при постоянном давлении пара перед турбиной. Разгружение турбины осуществляется с помощью регулирующих клапанов и, следовательно, все с бо́льшим в них дросселированием пара и соответствующим снижением его температуры. При этом температура металла паровпускной части турбины отстает от температуры пара, что связано с появлением температурных напряжений. Если расчетом или опытным путем для разных деталей определены допустимые разности температур по их толщине, то можно построить график разгружения так, чтобы обеспечить их предельные значения.

На рис. 10.4,*б*, где показан такой график, скорость остановки лимитируется принятой величиной $\Delta t_{вп}$ — разности температуры свежего пара и температуры пара за регулирующими клапанами (после дросселирования при частичной нагрузке). При этом понижение нагрузки с $P_э^{ном}$ до $0{,}4P_э^{ном}$ производится за 0,5 ч, что обеспечивает $\Delta t_{вп}=50$ °С. Далее вплоть до холостого хода разгружение производится за 2 ч соответственно при $\Delta t_{вп}=65$ °С.

Нормально при разгружении полностью открыт доступ свежего пара в СПП, что обеспечивает примерное постоянство температуры пара на входе в ЦНД $t_{пп}\approx(t_{пп})_0$. В этом случае температурные разности в ЦНД невелики и не ограничивают скорости разгружения турбины. В случае необходимости ускоренного (сразу же после остановки) вскрытия ЦНД или СПП остановка производится с расхолаживанием. Тогда скорость разгружения лимитируется температурными разностями на входе в ЦНД. Для турбин насыщенного пара ХТЗ допускается $\Delta t_{вп}^{ЦНД}=100\div125$ °С. График такого разгружения представлен на рис. 10.4,*в*.

Последовательность основных операций при остановке турбины:

1. Производится опробование паросбросных устройств.
2. Часть пара первой турбоустановки (выпар барботера, некоторые протечки) переключается на линии второй неотключенной турбины.
3. Дистанционно, механизмом управления турбиной производится согласно графику постепенное закрытие регулирующих клапанов.
4. При пониженной нагрузке (в данном случае при $P_э\approx0{,}8P_э^{ном}$) автоматически переключается питание

деаэратора и испарителей на линию более высокого давления — первого отбора, а при еще меньшей нагрузке (при $P_э \approx 0{,}45 P_э^{ном}$) — на линию БРУ-Д. Примерно при половинной нагрузке дренаж первой ступени СПП переключается на деаэратор.

5. Разгружение турбины таким образом (см. п. 3) проводится до $P_э = (0{,}02 \div 0{,}03)\ P_э^{ном}$, после чего воздействием на автомат безопасности прекращается подача пара в турбину и производится отключение электрогенератора от сети.

6. Происходит выбег ротора, т. е. торможение ротора из-за сил трения в подшипниках, трения дисков о пар и вентиляции пара лопатками. Во время выбега включается валоповоротное устройство, предотвращающее неравномерное по окружности охлаждение ротора и тем самым его тепловой прогиб.

Операции остановки второй турбины дубль-блока мало чем отличаются от описанных выше.

Выбег ротора турбины

Время выбега ротора характеризует исправность некоторых элементов агрегата. Уменьшение времени выбега (при одном и том же вакууме) является признаком задевания ротора о неподвижные детали или ненормальной работы подшипников, увеличение — признаком неплотности стопорных и регулирующих клапанов. На рис. 10.5 показана типичная кривая выбега. На ней условно выделены три зоны: *I* — определяющего влияния трения дисков о пар и особенно вентиляции; *II* — жидкостного трения в подшипниках; *III* — полусухого трения в подшипниках. Нормальное время выбега крупных многоцилиндровых турбин, в том числе турбин АЭС, составляет 20—40 мин.

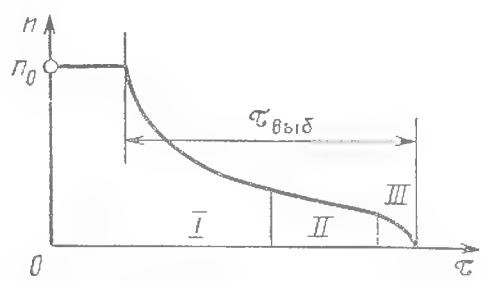


Рис. 10.5. Кривая выбега ротора турбоагрегата

10.3. ОБСЛУЖИВАНИЕ ТУРБОУСТАНОВКИ ПРИ УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Основное время турбоагрегат работает при установившихся режимах с полной или частичной нагрузкой.

Для обеспечения надежности всего оборудования, для поддержания максимально возможного в данных условиях КПД турбоустановки периодически производятся наблюдения над параметрами рабочей среды, механическим состоянием турбоагрегата, над системой смазки и т. д. Бо́льшая часть этих наблюдений осуществляется дистанционно, со щита управления энергоблока.

Наблюдение за параметрами пара и воды

К параметрам пара и воды относятся внешние параметры, соответствующие нормам с учетом допустимых отклонений. Это относится и к параметрам пара перед турбиной: давлению и температуре — для турбин перегретого пара, давлению и влажности — для турбин насыщенного пара. В последнем случае добавляется еще одна характеристика свежего пара — дисперсность влаги. От нее в значительной мере зависят и КПД, и расходные характеристики проточной части (см. § 2.5 и 3.5). К сожалению, измерение дисперсности влаги редко производится в эксплуатационных условиях.

Важным, существенно влияющим на экономичность турбоустановки, а при некоторых режимах работы — и на ее надежность, является конечное давление (вакуум). Влияние вакуума детально исследовано в гл. 5 и 9. При изменении нагрузки турбины и переменной температуре охлаждающей воды эксплуатационный персонал, регулируя расход этой воды, может обеспечить наивыгоднейший режим конденсационной установки — наивыгоднейший вакуум (см. § 5.4).

Температура питательной воды, от которой зависит режим работы паропроизводящего устройства (реактора, парогенератора), в том числе расход теплоты, а в определенных пределах и надежность этого устройства, является функцией расхода пара через турбину G_0. На основании расчетов с поправками, вводимыми при испытаниях, строится зависимость температуры питательной воды от расхода пара через турбину:

$$t_{п.в} = t_I' - \delta t,$$

где $t_I' = f(p_I)$; δt — недогрев в верхнем ПВД — подогревателе высокого давления.

Здесь давление в камере первого по потоку пара отбора p_I определяется по формуле (5.19):

$$p_I = p_{I0} \frac{G}{G_0} \sqrt{\frac{p_I v_I''}{(p_I v_I'')_0}} \frac{x_I}{x_{I0}}, \qquad (10.4)$$

или приближенно

$$p_I \approx p_{I0} \frac{G}{G_0}. \qquad (10.5)$$

Пример зависимости температуры питательной воды от расхода пара для турбоустановки К-220-44 показан на рис. 10.6 (кривая *1*). Как видно из графика, температура питательной воды при снижении расхода пара через турбину на 25% понижается на 10 °С.

Если температура питательной воды оказалась ниже, чем по графику, то это означает, что ненормально работает первый ПВД или

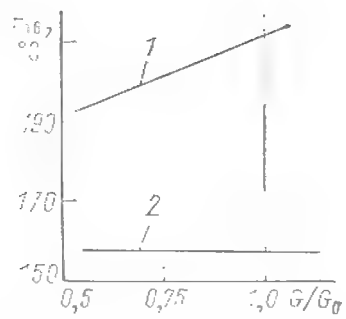


Рис. 10.6. Температура питательной воды в зависимости от расхода пара в турбину:

1 — для турбоустановки К-220-44 ХТЗ; *2* — для К-500-65/3000 ХТЗ

элементы его обвязки, отключен (или имеет бо́льшие δt и Δp) следующий отбор, повышены потери давления на линии отбора. Однако повышенное по сравнению с нормальной характеристикой давление и тем самым повышенное значение температуры питательной воды также требуют анализа, так как, скорее всего, они могут вызываться повышенным сопротивлением следующей за камерой отбора проточной части и (для турбин насыщенного пара) тракта ЦВД — СПП — ЦНД.

В турбинах АЭС с реакторами РБМК отсутствуют подогреватели высокого давления и температура питательной воды определяется давлением в деаэраторе, которое в широком диапазоне режимов поддерживается постоянным. Следовательно, остается практически неизменной и температура питательной воды. Это видно на примере графика $t_{п.в}=f(G)$ для турбоустановки К-500-65/3000 (рис. 10.6, кривая *2*).

Важным параметром для турбин ТЭС и АЭС является температура пара после промежуточного перегрева $t_{пп}$. В турбинах ТЭС температура поддерживается примерно постоянной в широком диапазоне нагрузки, не зависящей от расхода пара. В турбинах АЭС эта температура зависит от режима работы СПП. При полном неизменном открытии линии греющего свежего пара на одноступенчатый СПП в связи с уменьшением расхода основного пара, проходящего через СПП, эта температура немного возрастает (кривая *1* на рис. 10.7). При двухступенчатом СПП $t_{пп}\approx$ $\approx$const (кривая *2*). График $t_{пп}=f(G)$ является важной контрольной характеристикой нормальной работы турбоустановки АЭС (рис. 10.7). Уменьшенная по сравнению с нормальной работой температура $t_{пп}$ означает, как правило, неполадки в СПП, на линиях греющего пара СПП. Следует обратить внимание на возможность разных температур $t_{пп}$ на выходе из параллельно работающих СПП одного агрегата.

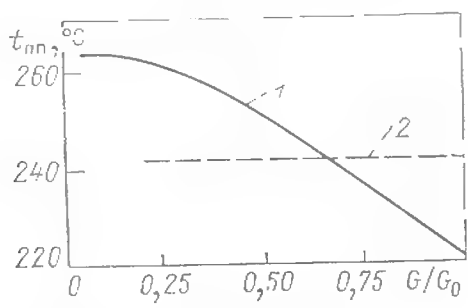


Рис. 10.7. Температура промперегрева в зависимости от расхода пара через турбину:

1 — для турбины с одноступенчатым промперегревом; *2* — для турбины К-220-44 с двухступенчатым промперегревом

Кроме перечисленных параметров для контроля за работой турбоустановки желательно знать давления по проточной части (в контрольных точках): в камере регулирующей ступени (при сопловом парораспределении), за и перед каждым цилиндром, а также параметры конденсата и питательной воды по тракту регенеративного подогрева их и др. Отклонения указанных параметров по сравнению с заданными характеристиками могут сигнализировать о неблагополучии в том или ином элементе турбины, в том или ином узле турбоустановки.

Обычно для серийных турбоустановок на основе испытаний, по возможности проведенных на нескольких однотипных установках, получают так называемые **типовые энергетические характеристики** (ТЭХ). С помощью ТЭХ в условиях эксплуатации можно обнаружить отклонения от нормальной работы и их влияние на режимы всей турбоустановки. Подробнее они рассматриваются в § 10.5. Отметим, что с помощью ТЭХ можно определить, как влияет на работу турбоустановки практически любое отклонение от номинальных условий.

Другим объектом постоянных наблюдений при эксплуатации является ротор турбины — его относительное расширение и осевой сдвиг, в том числе направление осевого сдвига. Работа подшипников, в частности температура упорных колодок, температура масла в системе смазки, состояние масла, маслоохладители, маслобак и т. д. должны находиться в поле наблюдения обслуживающего персонала. Периодически проверяется уровень вибрации подшипников валопровода, а при соответствующей аппаратуре — и самого ротора.

Важными для нормальной эксплуатации являются состояние элементов паровпуска и проверка плотности клапанов стопорных, регулирующих, обратных. Во время длительной работы не удается обеспечить абсолютную плотность посадки всех клапанов, особенно высокотемпературных, ввиду разных тепловых расширений элементов паровпуска (клапанов, седел), эрозионного их износа. Однако одновременное закрытие и стопорных, и регулирующих клапанов должно гарантировать такую плотность, чтобы ротор не вращался.

Косвенным признаком неплотной посадки блока стопорно-регулирующих клапанов является увеличение времени выбега ротора турбоагрегата после отключения электрического генератора от сети и прекращения подачи пара в турбину.

Плотность клапанов свежего пара и клапанов, установленных после СПП, является совершенно необходимой, но недостаточной гарантией для предотвращения разгона турбины при сбросе нагрузки (см. § 8.5). После срабатывания системы защиты необходимо быстрое, практически мгновенное закрытие этих клапанов. Закрытию могут препятствовать деформации элементов клапана, искривление штоков клапанов, отложения на них и т. д. В результате может оказаться, что при аварийном режиме произойдет заедание штока, задержка в закрытии клапана, или вообще окажется невозможным его закрыть. Для предотвращения этого, для проверки работоспособности стопорных, регулирующих и обратных клапанов их периодически «расхаживают» — принудительно перемещают, проверяя при этом равномерность и легкость хода клапанов.

Даже без всяких сигналов о ненормальной работе системы автоматического регулирования и системы защиты производится периодическое их испытание.

Особенности обслуживания турбин АЭС

Кроме некоторых особенностей, отмеченных выше, обратим внимание на следующие

1. Необходимость периодической проверки состояния ряда элементов турбоустановки, работающих плотным влажным паром. Речь идет о трубопроводах отборов, дренажей из ЦВД, особенно при выполнении их, а также их арматуры из углеродистой стали. Эрозионный размыв, чаще всего встречающийся в местах поворотов, может привести к разрыву паропроводов и других линий и к серьезной аварии.

2. В турбинах АЭС с водоохлаждаемыми реакторами из корпусов, ресиверов и внешних сепараторов дренируется большое количество воды. Так, например, в турбине мощностью 1000 МВт из проходящего через турбину пара должно выделяться примерно 250—300 кг/с влаги. Конструкция турбины должна обеспечить нормальную эвакуацию этой воды (в основном в систему регенеративного подогрева питательной воды). Все линии дренажей должны быть снабжены автоматическими обратными клапанами. Заброс воды в турбину может вызвать серьезную аварию, а ее испарение при сбросе нагрузки может привести к дополнительному разгону ротора агрегата (см. § 8.5).

3. При работе ЦВД турбин АЭС влажным паром его температура не отличается от температуры воды при том же давлении. Если в турбинах перегретого пара заброс воды из ПВД можно обнаружить по понижению локальной температуры металла корпуса, то во влажно-паровых турбинах АЭС такая возможность отсутствует. В связи с этим при отключении ПВД необходимо дренировать трубопроводы отбора во избежание скопления в них влаги и возможного ее заброса в проточную часть турбины.

4. Обычно в турбинах АЭС имеется несколько параллельно включенных СПП. Ненормальная работа одного из них означает разную температуру на входе в ЦНД, что может сказаться на надежности его элементов. Поэтому важен контроль за температурой перегрева после каждого СПП.

Дополнительные особенности обслуживания турбоустановок одноконтурных схем АЭС:

1. Обслуживание турбоустановки осуществляется со щита управления и постоянное пребывание персонала в машинном зале не предусмотрено.

2. В условиях работы турбинной установки радиоактивным паром особенно важно не допустить присоса воздуха, так как дезактивация парогазовой смеси, выделяемой при деаэрации, усложняет схему турбоустановки, ее обслуживание, требует значительных средств.

3. Как уже указывалось, конденсатоочистку проходят и основной конденсат турбины, и дренажи подогревателей, сепарат, конденсат греющего пара промперегревателя. Это объясняется тем, что пар, поступающий в турбину, содержит радиолитический кислород. Поэтому необходимо принимать меры к выведению из цикла продуктов коррозии.

Параллельная работа двух турбоустановок с одним реактором

Если в дубль-блоке одна турбина аварийно или по каким-либо иным причинам остановлена, а вторая продолжает нести нагрузку, то возникает ряд проблем. Кратковременно повышается давление пара перед работающей турбиной. Это повышение давления для турбин К-220-44 и К-500-60, работающих на АЭС с двухконтурной схемой, доходит до 20 %, а для турбин на $p_{e0}=6{,}4$ МПа, устанавливаемых на АЭС с одноконтурной схемой, — до 15 %. При полностью открытых клапанах турбины примерно пропорционально этому давлению возрастает расход свежего пара.

Это приводит к повышению напряжений во всех элементах проточной части, в корпусах цилиндров турбин, сепараторов и промежуточных пароперегревателей, подогревателей

и других аппаратов системы подогрева питательной воды, в ресиверах и т. д., а также к снижению допустимого уровня скоростей пара в жалюзийных сепараторах и к возможному увеличению уноса влаги из них. Особенно перегружаются при этом ступени, после которых пар направляется в сепараторы и промперегреватели, так как давление перед такими ступенями поднимается быстро, почти пропорционально расходу пара из-за большой емкости последующего (до ЦНД) тракта и самых СПП [33]. Рост напряжений в рассматриваемом режиме характерен и для фланцевых соединений внешних корпусов цилиндров турбины на тех участках, где номинальное значение внутреннего давления близко к атмосферному.

Определенную опасность могут представить и взаимные относительные перемещения неподвижных и вращающихся деталей в пределах упругих деформаций каждой из них, если зазоры между этими деталями недостаточны для предотвращения задеваний в рассматриваемом режиме. При этом первоочередное внимание должно быть обращено на торцевые стенки цилиндров, номинальный перепад давлений на которых мал, а также на диафрагмы последних ступеней отсеков. При общем уровне повышения давлений по проточной части примерно на 20 % перепады на эти элементы и тем более напряжения в них могут увеличиться по сравнению с номинальными в 1,5 раза и более.

При параллельной работе двух турбин с одним реактором имеются и другие причины роста напряжений в элементах проточной части. Одна из них заключается в том, что в случаях, когда тепловой схемой блока предусмотрена единая общеблочная группа питательных насосов, работающих от общего коллектора, соединенного со всеми деаэраторами турбоустановок блока (такая схема позволяет сократить число резервных питательных насосов), расход патательной воды после этих насосов распределяется между группами ПВД различных турбоустановок блока равномерно, а не пропорционально нагрузкам турбин. Это приводит к тому, что если, например, одна из двух турбин блока не несет нагрузку, а другая работает с максимальным расходом свежего пара, через ПВД каждой турбины проходит одинаковое количество питательной воды. Тогда регенеративные отборы пара на ПВД работающей турбины оказываются почти вдвое меньшими максимальных, за счет чего увеличивается расход пара в ЦНД и перегружаются соответствующие ступени. Такой режим можно рассматривать как промежуточный между нормальной работой турбины с максимальным пропуском пара и работой с полностью открытыми клапанами при отключенных ПВД.

Когда из турбин АЭС производятся нерегулируемые отборы пара на теплофикацию, технологические или какие-либо иные нужды, предусматривается, как правило, параллельное их включение от двух или более турбин. Но из-за различия давлений в точках отбора этих турбин, вызываемого, главным образом, их неравномерной нагрузкой, отборы пара в параллельно работающих агрегатах могут оказаться существенно разными. Возможны даже случаи, когда все требуемое количество пара отбирается от одной турбины. Поэтому проверка напряжений и деформаций деталей предотборных ступеней, подвергающихся в этих случаях наибольшим перегрузкам, должна производиться на условия, соответствующие максимально возможному отбору пара [33].

10.4. РЕМОНТ ТУРБИН АЭС И НЕПОЛАДКИ В ИХ РАБОТЕ

Капитальный ремонт паровых турбин согласно ГОСТ 24277-80 [41] должен проводиться не чаще чем через 4 года. Более частый ремонт может вызываться авариями или неполадками в работе турбины, а также периодом освоения нового турбоагрегата. Капитальный ремонт, как правило, выполняется специальными организациями. Небольшой, текущий ремонт, обычно не требующий вскрытия цилиндров турбины, осуществляется персоналом электростанций. В некоторых случаях, чаще всего после аварии, отдельные детали или узлы для ремонта отправляются на завод-изготовитель.

При проектировании турбины и всей турбоустановки должны быть обеспечены требования ремонтопригодности, под которой понимается, в частности, возможность проведения ремонта турбины в короткое время с минимальными трудозатратами. В машинном зале электростанции должны быть предусмотрены площадки для демонтажа отдельных частей турбины и их ремонта.

Государственный стандарт на турбины предъявляет особые требования к ремонтопригодности турбин. Отметим некоторые из них.

1. Конструкция турбин должна предусматривать возможность поэтапного капитального ремонта отдельных цилиндров турбины в процессе эксплуатации.

2. Все паропроводы, присоединяемые к турбинам, должны быть доступны для технического осмотра, дефектоскопии (просвечивания гамма-лучами или проверки ультразвуком), ремонта и нанесения тепловой изоляции.

3. Конструкция турбин должна предусматривать возможность балансировки роторов без снятия верхних половин корпусов цилиндров.

4. Конструкция уплотнений турбины должна обеспечивать возможность восстановления зазоров в процессе ремонта.

5. В корпусных деталях турбин (включая систему парораспределения) и паропроводах высокого давления должны быть предусмотрены места вырезки проб для механических испытаний образцов металла деталей в процессе эксплуатации (для вновь проектируемых турбин).

6. Сборочные единицы и детали, прилегаемые к ротору, должны быть снабжены устройствами для центровки относительно ротора.

7. Турбина должна оснащаться приспособлениями (люками, скобами, поручнями), обеспечивающими осмотр поверхностей и ремонт крупногабаритных частей после разборки.

Особенности проведения ремонта турбин насыщенного пара АЭС

Опыт эксплуатации как отечественных, так и зарубежных турбин АЭС показал, что даже при изготовлении деталей турбины и всей турбоустановки из нержавеющих сталей со временем в отдельных местах наблюдается размыв поверхностей плотным влажным паром. Существенно больше этот размыв при изготовлении деталей из углеродистых сталей. Перечислим наиболее типичные, характерные элементы турбины и места на этих элементах, подвергающихся размыву (рис. 10.8):

поверхности каналов сопловых лопаток в ЦВД;

горизонтальные разъемы диафрагм, обойм, внутренних корпусов;

уплотняющие и центрирующие шпонки и их пазы в диафрагмах и обоймах;

торцевые поверхности диафрагм (их ободьев и тел) и обойм в зоне, близкой к основному потоку пара;

торцевые поверхности диафрагм, обойм, корпусов, расположенные напротив дренажных отверстий;

торцевые поверхности ободьев диафрагм и обойм, опирающихся в осевом направлении — в пазах-выточках обойм и корпусов, а также сами опорные поверхности этих выточек;

кольцевые козырьки диафрагм, в которых располагаются радиальные надбандажные уплотнения рабочих лопаток или которые используются для направления отводимой влаги;

сегменты диафрагменных и концевых уплотнений по торцам их стыков, а также по кольцевым плоским поверхностям опирания их в соответствующих пазах диафрагм, обойм и корпусов и поверхности этих пазов;

некоторые, главным образом необработанные, цилиндрические и торцевые поверхности внутреннего корпуса ЦВД;

элементы паровпуска и парораспределения ЦВД — клапаны, их штоки, седла, корпуса.

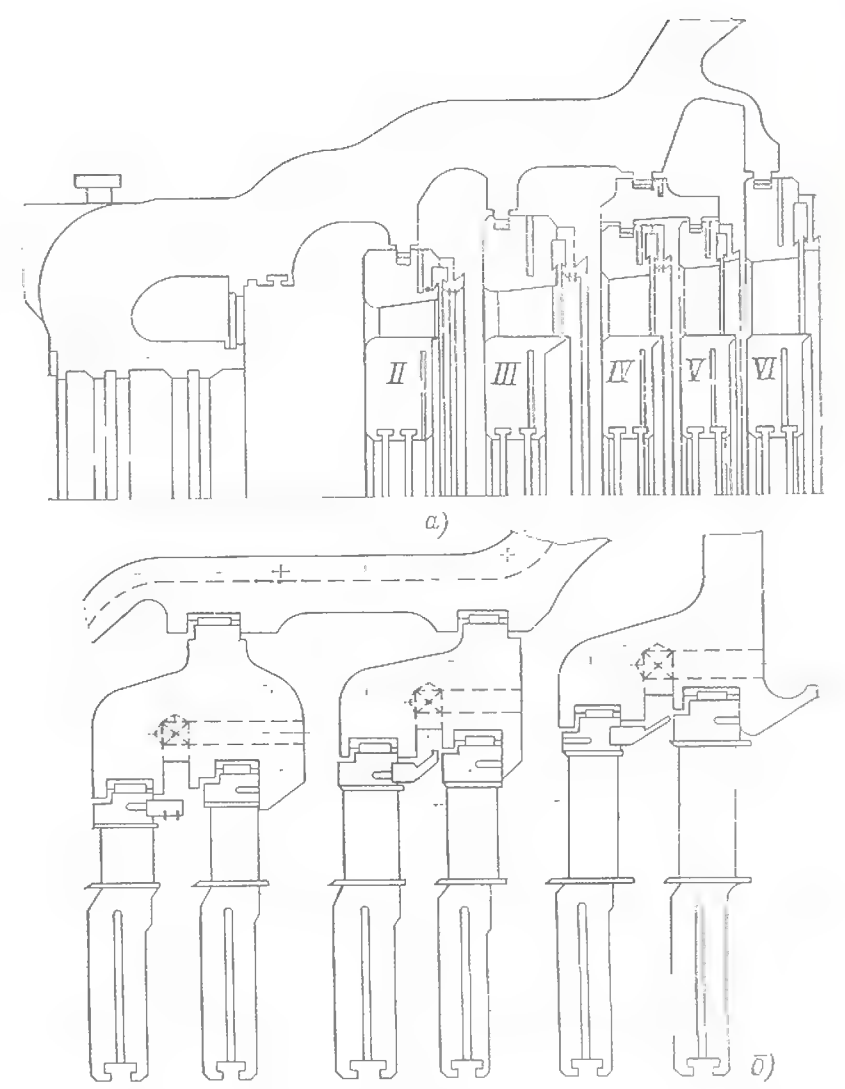


Рис. 10.8. Вид на разъем ЦВД турбин ХТЗ до применения специальных методов защиты от эрозионно-коррозионного изъедания:

а — первый экземпляр турбины К-220-44; *б* — турбина К-70-30

Кроме того, подвергаются размыву ресиверы от ЦВД к СПП, трубопроводы регенеративных отборов из ЦВД.

Чем больше скорости потока плотного влажного пара, тем больше размыв соответствующих поверхностей. Это относится к большинству перечисленных выше элементов. Кроме того, под воздействием щелевой эрозии подвергаются размыву различные неплотности, поверхности зазоров и щелей.

Выбор материалов для упомянутых деталей рассмотрен в § 7.5. Следует отметить, что остаточный, даже небольшой размыв тех или иных поверхностей может привести и к снижению надежности, и к ухудшению экономичности.

Снижение надежности, не говоря о размыве, следствием которого могут быть разрывы трубопроводов, вызывается смещением диафрагм и обойм в осевом направлении, которое может привести к осевым задеваниям в проточной части. Протечки пара через разъемы диафрагм, размыв поверхностей каналов сопловых лопаток являются источниками значительных импульсов, которые могут вызвать

вибрационные поломки рабочих лопаток. Увеличенные протечки через диафрагменные уплотнения ведут к повышению осевого усилия и тем самым к увеличению нагрузки на упорный подшипник.

Размыв и эрозионное изъедание поверхностей клапанов и их седел обычно означают, что клапан не может при закрытии полностью прекратить доступ пара к турбине. То же может вызываться изъеданием штоков клапанов. Итогом этого может быть серьезная авария турбины: разгон ее при сбросе нагрузки.

Снижение экономичности при размыве может вызваться следующими причинами: повышенными протечками пара через диафрагменные и концевые уплотнения, а также поверх рабочих лопаток; повышенными потерями при обтекании сопловых решеток при существенно шероховатой их поверхности, а также изменением конфигурации и размеров их каналов. Размыв опорных поверхностей и пазов посадки диафрагм и обойм может привести к протечкам пара помимо сопловых решеток, ступеней и даже групп ступеней.

Все сказанное выше говорит о том, что при ремонте турбин, в первую очередь их ЦВД, необходимо восстановление всех мест, где обнаружены размывы. Это восстановление может быть выполнено наваркой углеродистыми и аустенитными электродами, электроискровым напылением твердыми сплавами, плазменным напылением, установкой пластин — накладок из нержавеющей стали. После этих операций обычно необходима механическая обработка. Все указанные способы технологически сложны, особенно последний, наиболее эффективный: после установки нержавеющих пластин существенно возрастает объем механической обработки, а когда речь идет о цилиндрах, то требуется специальная расточная установка.

В практике ремонта на АЭС наибольшее распространение получил метод наварки аустенитными электродами.

Следует отметить, что ряд деталей целесообразнее не восстанавливать, а заменять. В первую очередь это относится к элементам парораспределения, а также мелким деталям: шпонкам, крепежу и т. п. Иногда, если первоначальные крупные детали изготовлены из углеродистой стали, целесообразна замена их на новые, выполненные целиком или частично (в местах, подвергаемых эрозионному размыву), из нержавеющих сталей.

Особенности ремонта турбин одноконтурных АЭС

При вскрытии цилиндров и паропроводов этих турбин, при их ремонте необходимы постоянный контроль радиоактивности и особые меры предосторожности.

Поскольку в таких турбоустановках некоторые элементы располагаются в боксах, то после остановки турбины детали, находящиеся в боксах, имеют несколько иной режим остывания, что должно учитываться при вскрытии и демонтаже. Если ремонт производится без выноса деталей из бокса, следует строго вести контроль за радиоактивным фоном, ограничивая пребывание ремонтного персонала в боксах.

При замене или восстановлении деталей турбин АЭС с одноконтурными схемами должны соблюдаться требования ГОСТ [41], а именно: запрещается содержание кобальта сверх 0,05 %; лопатки вообще не должны содержать кобальт.

Контролю по содержанию кобальта должны подвергаться роторы, диски, внутренние корпуса и обоймы с содержанием никеля более 2% и другие элементы турбины, конденсаторов и подогревателей с содержанием никеля более 8%.

Для трубок конденсаторов, регенеративных подогревателей, бойлеров (сетевых подогревателей) не разрешается использовать сплавы, содержащие цинк; для диафрагм и обойм не допускается применение чугуна.

Аварии и неполадки турбин АЭС

В настоящее время общие показатели надежности турбин и турбоустановок АЭС достаточно высоки. Объективными причинами повышенной надежности турбин АЭС являются существенно пониженные параметры свежего пара и относительно редкие переходные режимы работы турбоагрегата.

Отметим, что общие требования к изготовлению, монтажу, эксплуатации и ремонту турбин высоки, что, безусловно, положительно сказывается на надежности турбин.

В то же время следует указать на особенности турбин АЭС с водоохлаждаемыми реакторами, принципиально осложняющие обеспечение их высокой надежности:

работа многих элементов влажным паром, в том числе плотным влажным паром, когда интенсифицируются эрозионно-коррозионные процессы;

большая длина агрегата, в том числе большое число цилиндров низкого давления с лопатками предельных размеров;

возможность заброса частоты вращения ротора агрегата из-за вскипания и испарения влаги при сбросе нагрузки.

Поломки лопаток во всех турбинах — источник основных аварий и простоев.

Отметим наиболее характерные (не случайные) поломки и неполадки в турбоустановках АЭС:

поломки лопаток регулирующих ступеней (при сопловом парораспределении), в которых в связи с парциальным подводом пара очень велики импульсы, вызывающие вынужденные колебания; невозможность полностью отстроить лопатки от резонанса, правда, очень высокой кратности (см. § 7.3). К этим небла-

гоприятным факторам добавляется работа регулирующей ступени влажным паром. Вследствие нестационарного, неустановившегося процесса спонтанной конденсации, частота которого может оказаться равной частоте собственных колебаний сопловых лопаток, возможна поломка их выходных кромок. В этом случае поток пара, поступающего на рабочие лопатки регулирующей ступени, существенно неоднороден по окружности, что, как показал опыт, может привести к усталостным поломкам рабочих лопаток.

К этому могут добавиться временами повышенная, высокой степени дисперсности влажность на входе в первую ступень и пульсации влажного пара в регулирующих клапанах.

В паровой турбине ХТЗ К-220-44 после 2 тыс. ч эксплуатации, а в нескольких последующих ее модификациях после 5—6 тыс. ч работы обнаружено сочетание выкрашивания выходных кромок сопловых лопаток (рис. 10.9,*а*) и усталостных трещин, а кое-где и поломка рабочих лопаток (рис. 10.9,*б*). Для ликвидации указанных поломок завод-изготовитель отказался от соплового парораспределения, т. е. последовательного открытия регулирующих клапанов, ликвидировал перегородки между сопловыми коробками. Кроме того, были утолщены выходные кромки сопловых лопаток, усилены бандажные связи рабочих лопаток. После реконструкции поломки регулирующих ступеней турбин К-220-44 не наблюдались, причем некоторые из ступеней проработали многие десятки тыс. ч.

В турбине, изготовленной фирмой КВУ (ФРГ), мощностью 1200 МВт при $n=25$ 1/с соплового парораспределения нет и, следовательно, нет регулирующей ступени, однако в первой ступени при насыщенном паре на входе были неоднократные поломки рабочих лопаток (рис. 10.9,*в*) и повреждения предшествующих им сопловых лопаток.

Поломки лопаток промежуточных ступеней, как правило, не связаны с особенностями работы влажно-паровых турбин.

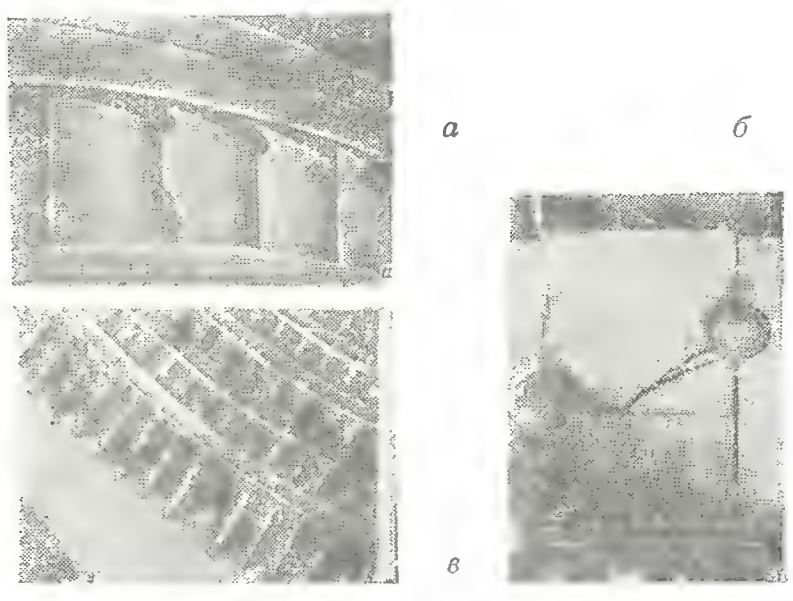


Рис. 10.9. Повреждения облопачивания первых ступеней турбин насыщенного пара:

а — сопловые лопатки регулирующей ступени первого выпуска турбин К-220-44 ХТЗ; *б* — хвостовик рабочей лопатки той же ступени; *в* — первая ступень турбины фирмы КВУ мощностью 1200 МВт на $n=25$ 1/с

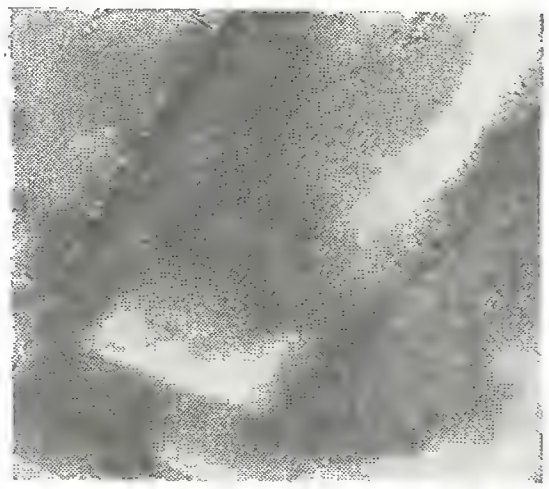


Рис. 10.10. Эрозия последних лопаток ЦНД

Однако число таких поломок в зарубежных турбинах довольно велико. Основная их причина — неудовлетворительные вибрационные характеристики облопачивания. В ряде случаев причина этих поломок — неудачная конструкция бандажей. В двух турбинах на АЭС ФРГ, где после внешнего сепаратора не предусмотрен промперегреватель, на входе в ЦНД была обнаружена повышенная влажность, в одном из случаев локально составлявшая до 13 %. В результате в ступенях ЦНД возникали ранее не учтенные возмущающие силы, от которых удалось отстроиться только после специальных исследований и неоднократной замены лопаток.

Известны как в турбинах перегретого, так и в некоторых турбинах насыщенного пара поломки лопаток промежуточных ступеней ЦНД в зоне начальной конденсации, т. е. при пересечении линии процесса граничной кривой $x=1$ (линии насыщения). Более половины повреждений рабочих лопаток турбин происходит в зоне перехода от перегретого пара к влажному, при котором резко увеличивается коррозия под напряжением. При коррозионном воздействии агрессивных веществ поверхность лопаток обычно покрывается небольшими, иногда микроскопического размера язвами и рисками, которые со временем превращаются в усталостные макротрещины и ведут к поломкам. Положение ухудшается при невысоком качестве пара, особенно при наличии хлоридов, попадающих в тракт чаще всего с присосами охлаждающей воды в конденсаторе.

В то же время в отечественных турбинах АЭС подобные поломки практически отсутствуют. Это объясняется повышенными требованиями к качеству пара на АЭС, а также меньшим числом переходных режимов.

Аварии последних лопаток связаны с неблагоприятными условиями их работы (см. § 5.1 и гл. 7), а именно с наибольшими статическими напряжениями, существенно переменной нагрузкой, в частности с образованием нестационарных отрывных, вихревых зон при малых объемных пропусках пара (при уменьшенной нагрузке и ухудшенном вакууме в конденсаторе). Серьезным фактором, влияю-

щим на надежность последних лопаток, является значительная влажность пара, сочетаемая с большими окружными скоростями у периферии. В связи с этим практически во всех последних лопатках мощных паровых турбин обнаруживаются следы эрозионного изъедания. Если эрозия лопатки будет значительной (рис. 10.10), то она может привести к поломке лопатки. Поэтому часто, не дожидаясь поломок, лопатки приходится менять.

Следует отметить, что в турбинах АЭС поломки лопаток последних ступеней происходят заметно реже, чем в турбинах ТЭС большой мощности. Меньшая аварийность последних лопаток турбин АЭС, чем турбин ТЭС, объясняется применением специальных мер по предотвращению эрозии, в том числе внутриканальной сепарацией влаги в предшествующей сопловой решетке и других мероприятий по влагоудалению, специальной обработке лопаток и т. п. Кроме того, турбины АЭС по сравнению с турбинами ТЭС и особенно с турбинами ТЭЦ реже работают в условиях малых нагрузок. Следует отметить, что лопатки тихоходных турбин АЭС менее нагружены, а быстроходных часто имеют длину последних лопаток меньшую, чем предельная, применяемая тем же заводом или фирмой для турбин ТЭС. Однако успешный опыт эксплуатации турбин АЭС и отмеченные выше более благоприятные особенности конструкции и условий работы ЦНД турбин насыщенного пара позволили в настоящее время увеличить высоты последних лопаток. Так, например, впервые ХТЗ установил на турбинах К-220-44 для АЭС «Ловииса» (Финляндия) при $n=50$ 1/с лопатки длиной 1030 мм, до этого безаварийно работавшие в турбинах ХТЗ для ТЭС.

Другие аварии или неполадки, встречающиеся в турбинах АЭС, нельзя назвать типичными: обычно это случайные поломки, вызванные некачественным изготовлением той или иной детали, недостаточной апробацией новой конструкции, ошибками при эксплуатации, особенно при переходных режимах.

Несмотря на относительную простоту конструкции СПП, отсутствие вращающихся деталей, сравнительно небольшие расчетные напряжения в элементах, невысокие температуры, не превышающие 280—285 °С, а также широкое использование конструктивных и технологических решений, нашедших применение в различных аппаратах энергетики, сепараторы-пароперегреватели оказались таким оборудованием турбинной установки АЭС, которое доставило наибольшие неприятности при эксплуатации и ремонте. В турбинах АЭС большинства заводов и фирм сменилось несколько модификаций СПП. Причины этих неполадок следующие:

1) при некоторых переходных режимах (см. § 10.2) возникают значительные температурные градиенты в ряде деталей СПП и вызванные ими существенные термические напряжения;

2) во многих не прошедших экспериментальную доводку конструкциях поток существенно неравномерен по влажности, по скорости, при этом появляются импульсы вынужденных колебаний с частотой, близкой к собственным частотам трубок, шевронов и других элементов СПП;

3) происходит коррозионно-эрозионный износ поверхностей ряда деталей СПП при воздействии на них плотного влажного пара. В ряде конструкций СПП сепарационная часть оказалась недостаточно эффективной, и в пароперегреватель попадал пар с большой влажностью;

4) растрескиваются элементы СПП, выполненные из нержавеющих сталей, при повышенном содержании радиолитического кислорода в паре одноконтурных АЭС.

Рассмотренная в § 7.4 коррозия под напряжением явилась причиной большого числа неполадок турбин АЭС США, ФРГ и ряда других стран. В первую очередь это относится к роторам низкого давления дисковой конструкции. В местах посадки дисков на вал, где напряжения максимальны, в местах концентрации напряжений, главным образом в канавках для продольных шпонок, реже на втулке, полотне и ободе дисков обнаружены следы коррозионного растрескивания металла, риски, трещины.

В США в связи с отдельными случаями выхода из строя крупных турбин АЭС проведено массовое обследование состояния роторов ЦНД. При обследовании на 36 турбинах из 61 обнаружены следы коррозионного растрескивания, потребовавшие тех или иных мер — замены, обработки дисков, покрытия их и др. При следующем обследовании на элементах РНД 74 % турбин выявлены трещины коррозионного происхождения, в том числе на 12 % дисков (из 1111 единиц) и 69 % валов (из 72 единиц). Известны случаи коррозионной усталости рабочих лопаток ЦНД паровых турбин, включая и турбины АЭС.

Указанные неполадки объясняются воздействием агрессивных сред, выпадением жидких растворов, образованием жидких пленок определенного химического состава в зоне фазового перехода от $\Delta t=t-t_s=15$ °С до $y=3$—4 %. Агрессивными могут быть хлориды, железомеднистые соединения, попадающие в пароводяной тракт при пусковых режимах вследствие плохого качества исходной воды, несоблюдения заданного водно-химического режима, из-за неплотностей в конденсаторах и сетевых подогревателях, некачественного добавка питательной воды и ряда других причин. В связи с этим первейшей обязанностью эксплуатационного персонала АЭС являются соблюдение норм качества пара, контроль его характеристик, соблюдение водно-химического режима. Благоприятным является 100 %-ная очистка конденсата.

Конструктивно турбины, особенно их роторы низкого давления, не должны иметь элементов с концентрацией напряжений в местах их наибольших значений. Кардинальным решением может быть отказ от дисковой конструкции, т. е. использование сварных и цельнокованых роторов, что присуще всем ЦНД турбин отечественных заводов (см. гл. 6). При проектировании и изготовлении лопаток следует избегать концентраторов напряжений, увеличивать радиусы скруглений, галтелей и т. п. Важно снижать расчетные напряжения в элементах ЦНД, работающих в зоне образования влаги. Динамические напряжения в рабочих лопатках существенно снижаются при выполнении их с цельнофрезерованными бандажами и соединении лопаток в пакеты или на круг, с дополнительной перевязкой в бандажной полке. Такая конструкция применяется в последних модификациях отечественных турбин. В отдельных случаях ужесточается связь лопаток с диском, например, кроме обычного грибовидного хвостовика лопатки соединяются с помощью заклепок.

Статистика случаев коррозионного растрескивания металла не обнаружила четкой зависимости появления первичных трещин от времени работы турбины. Однако развитие трещин, их углубление и тем самым опасность поломок существенно возрастают со временем работы агрегата. Появление и развитие коррозионного растрескивания зависят от характеристик металла, в частности от его предела текучести. Уменьшение предела текучести положительно сказывается на надежности дисков, если оно допустимо по напряжениям.

Весьма неблагоприятны переходные режимы, с числом которых возрастает растрескивание, а также появление так называемой стояночной коррозии. В неработающей турбине в проточной части остается несмываемый слой отложений высокой концентрации. Поэтому необходимы специальные мероприятия, особенно при консервации турбины. Применяется обдув внутренних поверхностей турбины горячим воздухом или газом. Влияние переходных режимов объясняется, с одной стороны, изменениями в условиях обтекания турбинных решеток, появлением неустановившихся, пульсационных течений, а в некоторых случаях — повышенными напряжениями [33]. С другой стороны, известны трудности соблюдения при пуске требуемых норм по качеству воды и пара.

Следует учитывать, что для данного режима влажность не одинакова по высоте лопаток и образование влаги может происходить одновременно в нескольких соседних ступенях. В зависимости от режима работы турбины опасная зона возникновения влаги перемещается по проточной части (см. § 5.2).

10.5. ТИПОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Энергетические характеристики турбоустановок получают обобщением результатов испытаний с использованием расчетных методов. Рассмотрим в качестве примера ТЭХ турбоустановки с турбиной К-220-44 ХТЗ [35], составленные на базе детальных испытаний четырех энергоблоков (в каждом по две турбоустановки) с реакторами ВВЭР-440 на Нововоронежской и Кольской АЭС. Турбоустановка выполнена в двух вариантах:

а) с прямоточным водоснабжением конденсаторов К-8170 при расчетном расходе охлаждающей воды $W_{ох.в}=2\times18\,275=36\,550$ т/ч и $t_{ох.в}=5\,°C$ (расчетное давление $p_к=2{,}94$ кПа);

б) с оборотным водоснабжением конденсаторов К-12150 при $W_{ох.в}=2\times27\,740$ т/ч и $t_{ох.в}=22\,°C$ (расчетное давление $=5{,}1$ кПа).

Тепловая схема турбоустановки приведена на рис. П.1, конструкция турбины представлена на рис. 6.14. Испытывался вариант турбины с последней лопаткой длиной 852 мм.

Основная характеристика турбоустановки имеет три кривые — расхода пара G, полного расхода теплоты $Q^{нетто}$ и удельного расхода теплоты $q_{т.у}^{нетто}$ в зависимости от мощности турбоагрегата $P_э^{бр}$. Эти характеристики представляются в двух видах: при постоянном давлении в конденсаторе $p_к=const$ (рис. 10.11) и при постоянных условиях водоснабжения $W_{ох.в}=const$ и $t_{ох.в}=const$ (рис. 10.12), при этом принимаются заданными номинальные параметры свежего пара p_0 и x_0, температура пара после СПП. По прилагаемому в ТЭХ графику принимаются потери давления в тракте от выхода из ЦВД до входа в ЦНД $\Delta p_{СПП}$ в зависимости от расхода пара через турбину G, а также повышение энтальпии питательной воды $\Delta h_{п.в}=f(G)$. Прилагается также зависимость от мощности турбоагрегата величин $\eta_м\eta_{э.г}$, учитывающих потери механические (в подшипниках) и в электрогенерато-

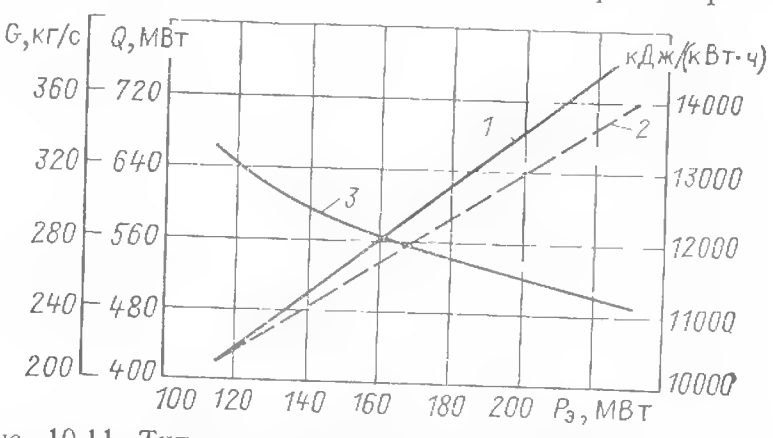


Рис. 10.11. Типовая энергетическая характеристика турбоустановки К-220-44 ХТЗ при $p_к=const$:

1 — расход пара; 2 — расход теплоты; 3 — удельный расход теплоты

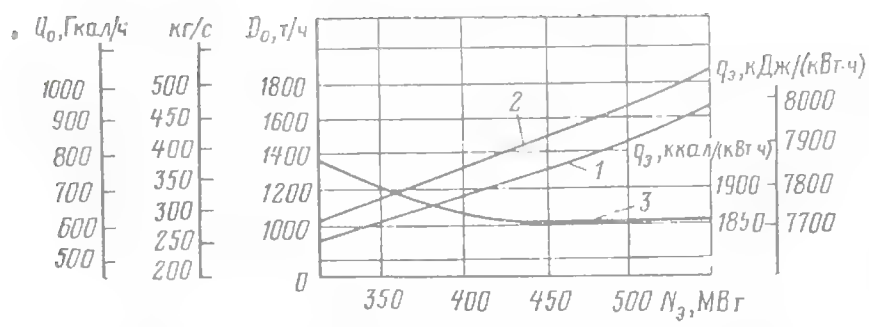


Рис. 10.12. Тепловые характеристики первой турбоустановки К-500-65/3000 ХТЗ по испытаниям при $W_{ох.в}$=const и $t_{ох.в}$=const:

1 — расход пара; 2 — расход теплоты; 3 — удельный расход теплоты

ре, или же сумма этих потерь, МВт. Как указывалось, принимается, что $G=G_{п.в}$.

Обычно основные зависимости $G_0=G(P_э)$, $Q^{нетто}=Q(P_э)$ и $q_{т.у}^{нетто}=q(P_э)$ даются аналитически. Во многих случаях в конденсационных турбинах с дроссельным парораспределением это зависимости следующей простой формы:

$$G_0=G_{х.х}+aP_э; \qquad (10.6)$$

$$Q=Q_{х.х}+bP_э; \qquad (10.7)$$

$$q_{т.у}=\frac{Q_{х.х}}{P_э}+b. \qquad (10.8)$$

В ТЭХ приводится ряд табличных данных, это основные заводские (расчетные) характеристики: параметры свежего пара p_0, $x_0(t_0)$ и $t_{пп}$, номинальная $P_э^{ном}$ и максимальная $P_э^{макс}$ мощность, номинальный $G_0^{ном}$ и максимальный $G_0^{макс}$ расходы пара, удельный расход теплоты (в данном случае только для номинального режима) $q_{т.у}$, относительная потеря давления в тракте ЦВД—ЦНД $\Delta p_{сшп}/p_{разд}$.

На основе обобщения результатов испытаний в ТЭХ приводятся табличные данные для различных режимов (от 110 до 220 МВт): мощности нетто и брутто, расход теплоты, а также расходы холостого хода $G_{х.х}$ и $Q_{х.х}$. Все эти данные относятся к конкретному варианту турбоустановки и к конкретным условиям задания характеристики: или $p_к$=const, или $W_{ох.в}$=const и $t_{ох.в}$=const. В ТЭХ приводится много вспомогательных графиков. Специфической для турбин АЭС является зависимость расхода греющего пара промежуточного пароперегревателя от расхода пара через турбину. В турбоустановке К-220-44 применен двухступенчатый перегрев. Поэтому представлены зависимости расходов греющего пара первой ступени $G_1^{гр}$ (после второй ступени ЦВД) и второй ступени $G_0^{гр}$ (из линии свежего пара). Доля греющего отборного пара $G_1^{гр}/G_0$ с ростом нагрузки увеличивается, а греющего свежего пара $G_0^{гр}/G_0$, абсолютный расход которого почти не меняется, наоборот, сокращается.

Для контроля за состоянием проточной части, сопротивлением паровпускных органов и т. п. приведены зависимости от расхода пара G_0 давлений за регулирующими клапанами, в отборах ЦВД и ЦНД.

Контроль за работой системы регенеративного подогрева питательной воды может быть проведен на основе представленных в ТЭХ зависимостей температур основного конденсата и питательной воды от расхода пара G_0. Этой же цели служат зависимости для каждого подогревателя расходов греющего пара и недогревов $\delta t=t^{гр}-t_1$ от расхода G_0.

Важными зависимостями для эксплуатации являются характеристики конденсаторов, а именно $p_к=p(G_к, t_{ох.в})$ при $W_{ох.в}$=const, температурный напор δt при $W_{ох.в}$=const, а

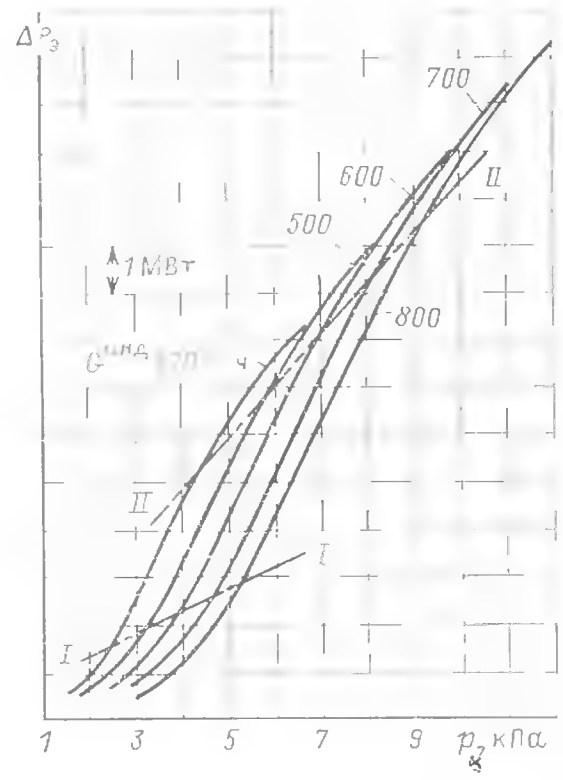


Рис. 10.13. Кривая поправок на вакуум турбоагрегата К-220-44 ХТЗ (при длине последней лопатки 852 мм). Между границами II-II линейная зависимость $\Delta P_э=f(p_к)$; изменение $p_к$ на ±1 кПа означает $\Delta P_э$=±3900 кВт

также недогрев воды в конденсаторе Δt при $W_{ох.в}$=const. В данной турбоустановке использованы заводские данные по конденсаторам. Пример основной характеристики конденсатора К-12150 приведен на рис. 9.5.

Поскольку давление в конденсаторе существенно меняется в зависимости от параметров водоснабжения $t_{ох.в}$, $W_{ох.в}$, от расхода пара в конденсатор $G_к$, от чистоты конденсаторных трубок и других факторов, то большое значение имеет серия поправок к мощности на давление $p_к$. Построение этой зависимости и разные зоны кривой $\Delta P_э/G=f(p_к/G)$ рассмотрены в § 5.4. Пример серии этих так называемых «поправок на вакуум» для турбины

К-220-44 показан на рис. 10.13. В основной зоне (между кривыми *I-I* и *II-II*) изменение $p_к$ на ± 1 кПа составляет $\Delta P_э = \pm 3900$ кВт (при последней лопатке длиной 852 мм).

Далее в ТЭХ представлена серия поправок к расходу пара, к полному и удельному расходу теплоты: на отклонение степени сухости свежего пара, на изменение потерь давления в тракте ЦВД—ЦНД, на недогревы основного конденсата и питательной воды в подогревателях, на изменение температуры охлаждающей воды, на изменения в тепловой схеме, на отключение группы ЦВД, на дополнительные теплофикационные отборы и др. Поправки используются для оценки всех эксплуатационных изменений, а также для приведения данных испытаний к «парадным» условиям. Обобщенные поправки для такого приведения применительно к турбоустановкам АЭС и ТЭС имеются в [33].

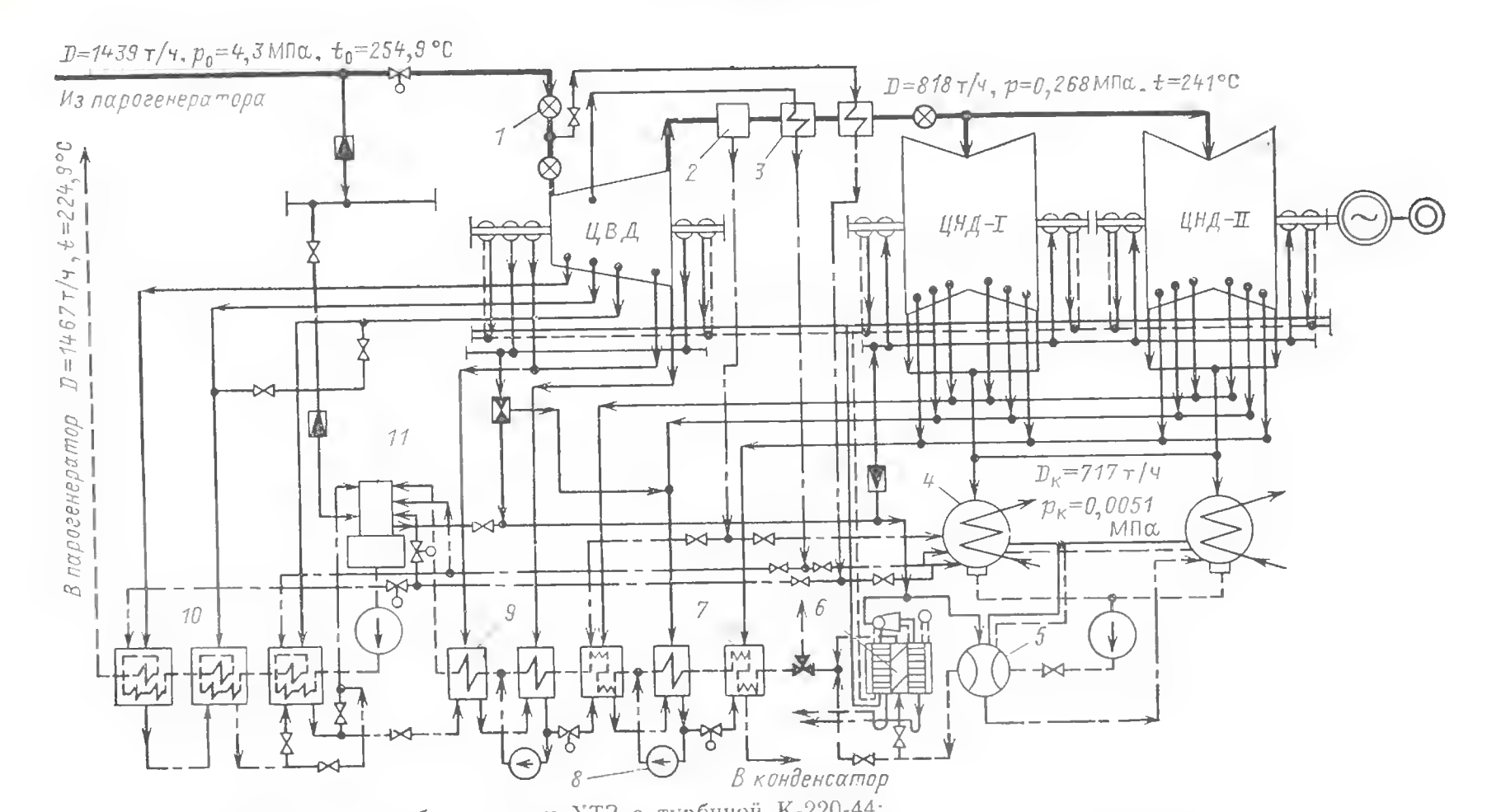


Рис. П.1. Тепловая схема турбоустановки ХТЗ с турбиной К-220-44:
1 — стопорный клапан; *2* — сепаратор; *3* — промперегреватели; *4* — конденсаторы; *5* — основной эжектор; *6* — эжектор уплотнений; *7* — подогреватель; *8* — насосы; *9* — подогреватели низкого давления; *10*—подогреватели высокого, давления; *11* — деаэратор

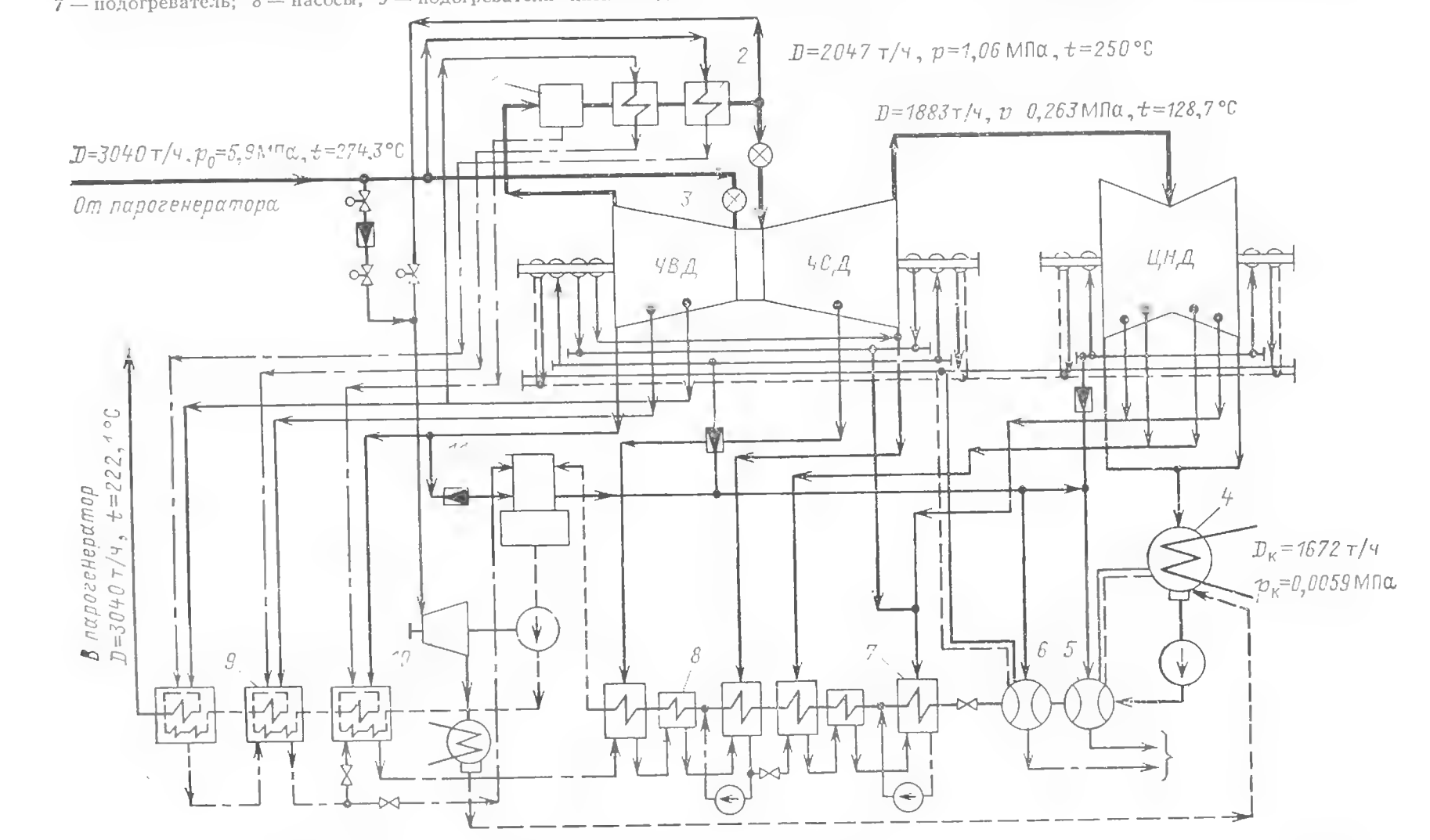


Рис. П.2. Тепловая схема турбоустановки ХТЗ с турбиной К-500-60/1500:
1 — сепаратор; *2* — промперегреватели; *3* — стопорно-регулирующие клапаны; *4* — конденсаторы; *5* — основной эжектор; *6* — эжектор уплотнений; *7* — подогреватели низкого давления; *8* — охладители дренажа; *9* — подогреватели высокого давления; турбопривод питательного насоса; *11* — деаэратор

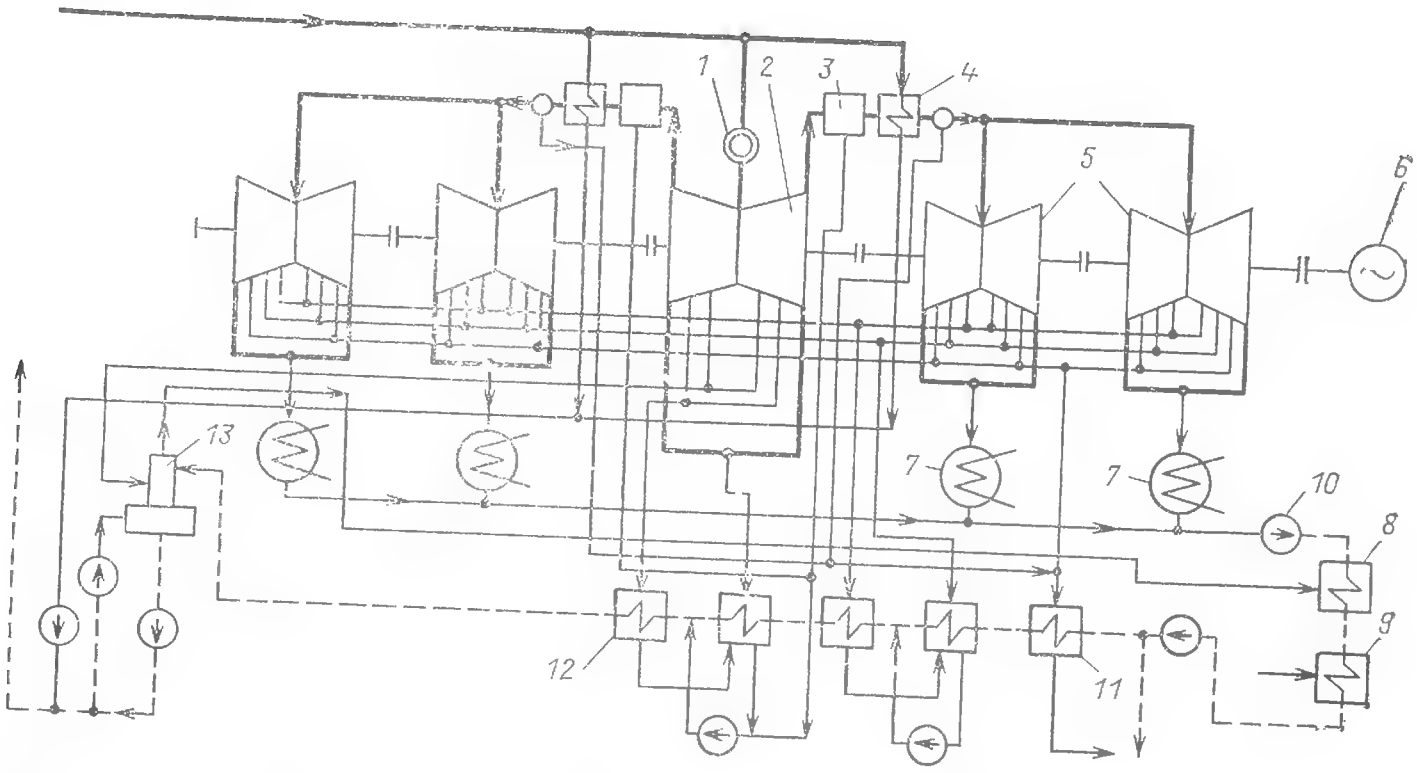


Рис. П.3. Тепловая схема турбоустановки ХТЗ с турбиной К-750-65/3000:
1 — стопорный клапан; *2* — ЦВД турбины; *3* — сепаратор; *4* — промперегреватель; *5* — ЦНД турбины; *6* — электрогенератор; *7* — конденсатор; *8* — основной эжектор; *9* — эжектор уплотнений; *10* — насос; *11* — подогреватели низкого давления; *12* — подогреватель отбора пара из ЦВД; *13* — деаэратор

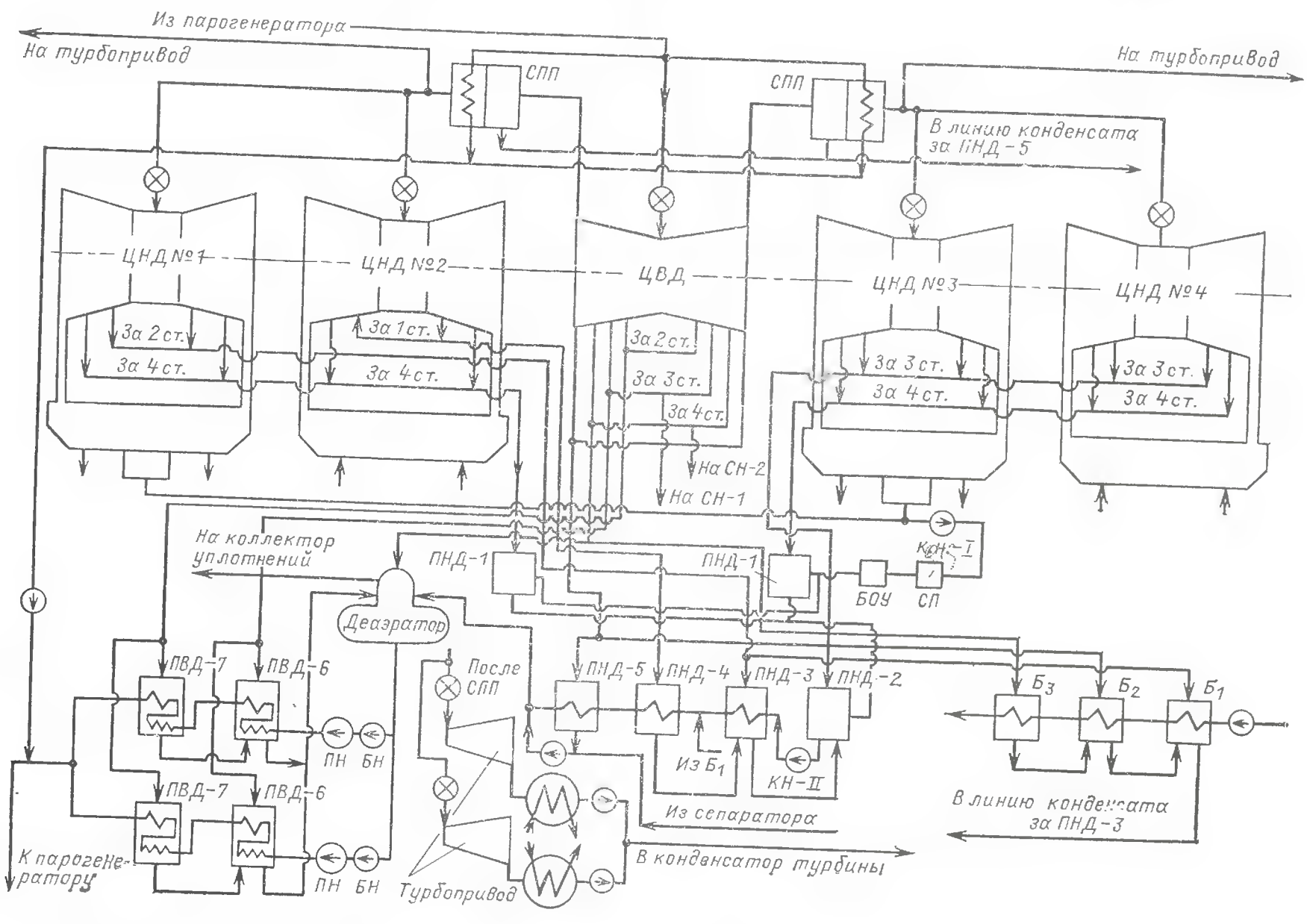


Рис. П.4. Тепловая схема турбоустановки ЛМЗ с турбиной К-1000-60/3000

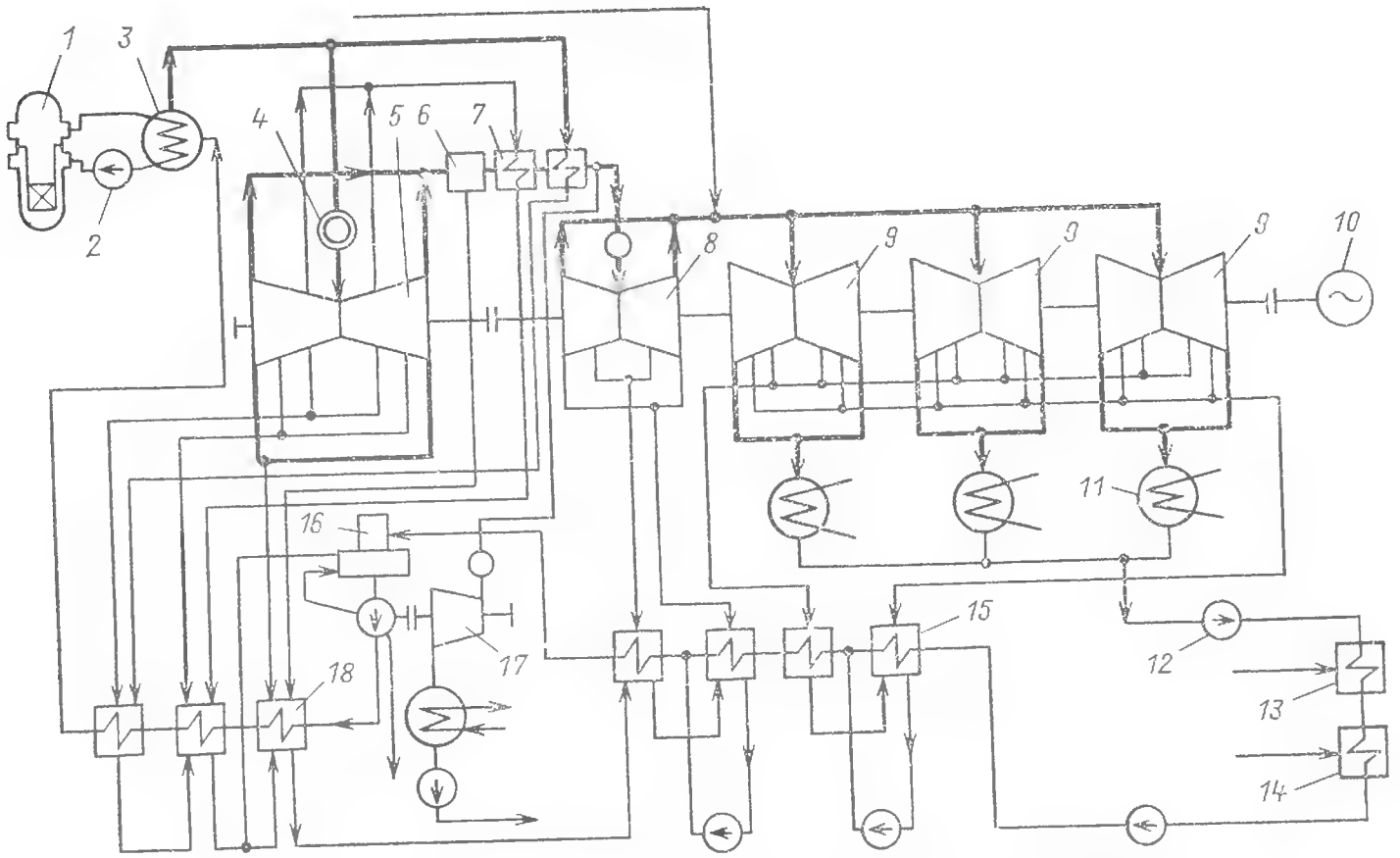


Рис. П.5. Тепловая схема турбоустановки ХТЗ с турбиной К-1000-60/1500-1:
1 — реактор; 2 — ГЦН; 3 — парогенератор; 4 — стопорный клапан; 5 — ЦВД турбины; 6 — сепаратор; 7 — промперегреватель; 8 — ЦСД турбины; 9 — ЦНД турбины; 10 — электрогенератор; 11 — конденсатор; 12 — насос; 13 — основной эжектор; 14 — эжектор уплотнений; 15 — подогреватели низкого давления; 16 — деаэратор; 17 — турбопривод питательного насоса; 18 — подогреватели высокого давления

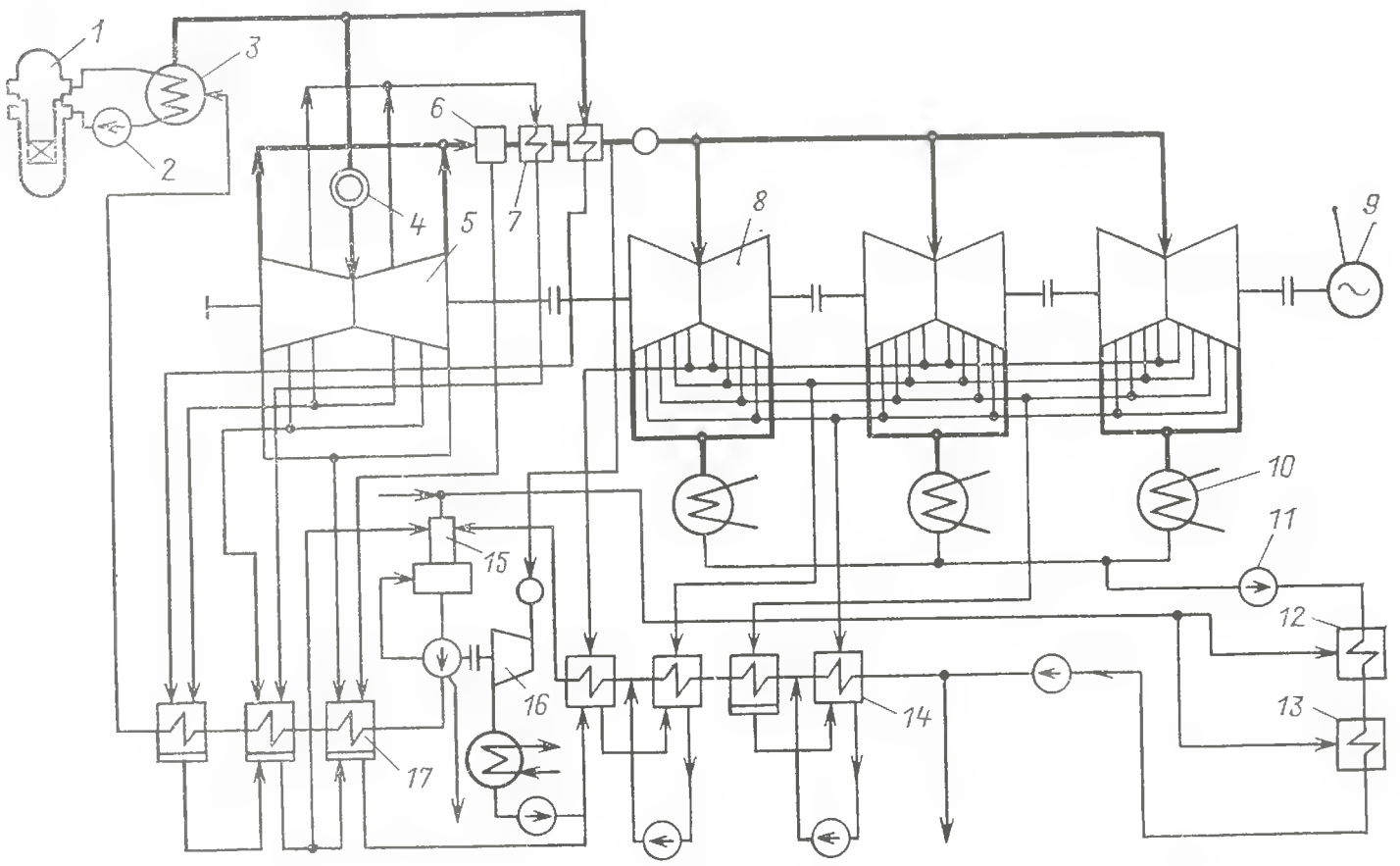


Рис. П.6. Тепловая схема турбоустановки ХТЗ с турбиной К-1000-60/1500-2:
1 — реактор; 2 — ГЦН; 3 — парогенератор; 4 — стопорный клапан; 5 — ЦВД турбины; 6 — сепаратор; 7 — промперегреватель; 8 — ЦНД турбины; 9 — электрогенератор; 10 — конденсатор; 11 — насос; 12 — основной эжектор; 13 — эжектор уплотнений; 14 — подогреватели низкого давления; 15 — деаэратор; 16 — турбопривод питательного насоса; 17 — подогреватели высокого давления

Методика расчета конденсационных турбоустановок АЭС при теплофикационных режимах

Во всех конденсационных турбоустановках ТЭС и АЭС предусматриваются отборы пара не только для регенеративного подогрева питательной воды, но и для собственных нужд электростанции и отопления станционного поселка. Нередко эти отборы используются и для снабжения теплотой других внешних потребителей. Так, например, установленные и работающие на атомных электростанциях СССР турбоустановки ХТЗ при необходимости обеспечивают снабжение тепловой энергией внешних потребителей в довольно большом количестве, что видно из табл. П.1 [53].

Широкое развитие АЭС, необходимость экономии газомазутного топлива, обычно используемого на ТЭЦ, требования охраны воздушного бассейна поставили перед энергетиками задачу существенно большего привлечения ядерной энергии для теплоснабжения. Преимущества комбинированной выработки теплоты и электроэнергии анализируются в § 1.5. Там же рассматриваются различные варианты теплофикации на базе ядерного топлива. Одним из таких вариантов является строительство АТЭЦ со специальными теплофикационными турбинами с регулируемыми отборами пара. Конструкция такой турбины ТК-450/500-60 ТМЗ рассмотрена в § 6.8.

В то же время в последние годы в энергетике, использующей органическое топливо [64], и в атомной энергетике все более широкое распространение находит иная конструкция турбин для теплофикации. Речь идет о конденсационных паровых турбинах с большими нерегулируемыми теплофикационными отборами, обычно сочетаемыми с отборами для регенеративного подогрева питательной воды или осуществляемыми за последними ступенями цилиндров высокого или среднего давления. В турбинах насыщенного или слабоперегретого пара АЭС возможен теплофикационный отбор после внешнего сепаратора, если он разделен с последующим пароперегревателем [64].

Рассмотрим, какие преимущества и недостатки имеет такой способ по сравнению с наиболее широко используемыми на ТЭЦ или в турбине ТК-450/500-60 регулируемыми отборами [1].

Достоинства конденсационных турбин с нерегулируемыми теплофикационными отборами пара следующие.

1. Возможность во многих случаях использовать обычные конденсационные турбины, в том числе отработанные технологически, т. е. серийные, с накопленным опытом успешной эксплуатации. Проточные части таких турбин могут применяться без изменений или с небольшими изменениями по сравнению с чисто конденсационными модификациями. Относительно невелики изменения и в статорной части; в основном необходима организация системы отвода пара, зачастую большого объемного его расхода. Если отбор производится из проточной части, то в камере отбора может появиться существенная неравномерность параметров и скоростей пара по окружности. Эта неравномерность может создать относительно большой импульс возмущающих сил и тем самым вызвать вибрацию лопаток околоотборных ступеней. В связи с этим теплофикационные отборы производят несколькими патрубками, иногда меняют конструкцию камеры отбора, усиливают рабочие лопатки предотборной ступени.

2. Заметно повышенная экономичность конденсационных турбин по сравнению с турбинами, имеющими регулируемые отборы, при конденсационном режиме работы, т. е. когда тепловая нагрузка становится очень небольшой или вообще отсутствует (летом). Во многих случаях период вплоть до ввода в эксплуатацию турбины до присоединения тепловых сетей и подключения тепловых потребителей затягивается и, естественно, в это время желательна работа турбоустановки с высоким КПД. Выигрыш в экономичности при конденсационном режиме определяется, главным образом, отсутствием в конденсационной турбине регулирующих органов, располагаемых после отборов пара в турбинах с регулируемыми отборами. В турбине ТК-450/500-60 такими регулирующими органами являются поворотные диафрагмы (см. рис. 6.23). В них даже при полном их открытии имеются некоторые потери на дросселирование, особенно неблагоприятные для турбин с малым располагаемым теплоперепадом, т. е. для турбин насыщенного пара. В турбинах с регулируемыми отборами пара в предотборных ступенях всегда полностью теряется выходная энергия $c^2/2$. Обычно конденсационные турбины имеют бо́льшую суммарную кольцевую площадь последних ступеней ЦНД и тем самым при конденсационном режиме соответственно меньшую выходную потерю, играющую существенную роль в экономичности всей турбины.

3. Повышенная экономичность конденсационной турбины и при некоторых теплофикационных режимах — определенных сочетаниях тепловой и элекрической нагрузки. Это объясняется тем, что в турбинах с регулируемыми отборами пара отборы пара обеспечиваются соответствующим прикрытием регулирующих органов и, следовательно, дросселированием всего потока пара, проходящего через последующие ступени.

4. Бо́льшая конструктивная и технологическая простота конденсационных турбин со значительным числом одинаковых элементов в проточной части не имеют поворотных диафрагм. Проще в конденсационных турбинах и система регулирования.

Недостатком конденсационных турбин является жесткая связь между расходом пара в турбину и, следовательно, электрической мощностью турбоагрегата и тепловой нагрузкой. С изменением расхода пара, поступающего в турбину, примерно пропорционально расходу меняется электрическая мощность (см. § 5.3) и практически пропорционально меняется тепловая нагрузка. С уменьшением расхода пара через турбину снижается давление пара в верхнем теплофикационном отборе и соответственно температура сетевой воды на выходе из верхнего сетевого подогревателя, так называемая температура прямой воды $t_{пр.в}$. В связи с этим возможно ступенчатое регулирование тепловой нагрузки, осуществляемое отключением (или включением) отдельных сетевых подогревателей в системе последовательного (по сетевой воде) их расположения. Если в турбине имеется несколько параллельных потоков и несколько ниток системы сетевых подогревателей, то возможно отключение одного или нескольких отборов одного давления. При повышенной по сравнению с номинальным режимом температурой прямой воды (или при снижении расхода пара через турбину) возможно переключение верхнего сетевого подогревателя на отбор более высокого давления. Чтобы перейти от ступенчатого регулирования к плавному, можно использовать обводные линии сетевой воды, перепуская часть этой воды помимо какого-либо из подогревателей. Однако в этом случае происходит некоторое снижение экономичности всей турбоустановки.

Наиболее существенным недостатком использования конденсационных турбин для теплофикации является невозможность обеспечить требуемую (особенно, большую) тепловую нагрузку и температуру прямой воды при существенном снижении электрической мощности турбоагрегата. Если дефицит тепловой нагрузки при этом не может быть обеспечен переключением верхнего

сетевого подогревателя на предыдущий (по пару) отбор, то возможны следующие способы снабжения теплотой внешнего потребителя:

а) верхний сетевой подогреватель через специальное редукционно-охладительное устройство питается паром непосредственно из парогенератора энергоблока АЭС;

б) подключается часто имеющаяся в отопительном районе обычная ТЭЦ, которая при нормальных режимах работы АЭС находится в полном или частичном резерве;

в) устанавливается пиковая котельная, работающая на органическом топливе и имеющая собственный пиковый сетевой подогреватель. Такая система широко применяется и на обычных ТЭЦ.

Отечественными заводами, в первую очередь ХТЗ, разработаны модификации конденсационных АЭС, в частности тихоходных турбин электрической мощностью 500 и 1000 МВт, рассчитанные на тепловую нагрузку, существенно бо́льшую, чем указанная в табл. П.1. Тепловая нагрузка для этих турбин составляет 525 МВт (1900 ГДж/ч), 700 МВт (2500 ГДж/ч) и более [3, 53, 54].

Имеются два принципиально разных подхода к созданию конденсационных турбин с большой тепловой нагрузкой.

1. Используется практически без изменений в проточной части чисто конденсационная турбина. Очевидно, что в этом случае некоторые ступени турбины при теплофикационном режиме будут работать в нерасчетных условиях с пониженным КПД, а в предотборных ступенях могут существенно возрасти изгибные напряжения в рабочих лопатках (см. § 7.2) и диафрагмах. При очень больших отборах пара в последних ступенях ЦНД могут настолько уменьшится объемные пропуски пара, что рабочие их лопатки окажутся в недопустимых условиях по вибрационной надежности (см. § 5.1 и 7.3). Все это должно учитываться при переводе турбины на работу с теплофикационными отборами.

2. Турбина проектируется заново, номинальный (расчетный) режим ее работы выбирается с учетом теплофикационных отборов пара. При этом можно подобрать места отборов близкими к оптимальным, повысить КПД турбины при этом режиме и несколько снизить его при конденсационном режиме. Проверка надежности элементов проточной части должна проводиться уже и при конденсационном режиме. Наибольшие изменения в изгибных напряжениях в этом случае будут относиться к последним рабочим лопаткам ЦНД.

Возможны и промежуточные решения. Например, турбина К-1000-60/1500-2 ХТЗ (рис. 6.20) как конденсационная выполняется с тремя ЦНД. При использовании ее для умеренной тепловой нагрузки проточная часть турбины почти не меняется. Однако при очень большой тепловой нагрузке сохранение трех ЦНД может привести к недопустимо малому объемному пропуску через последние ступени ЦНД. Кроме того, с учетом годового графика нагрузки может оказаться целесообразным выполнить турбину не с тремя, а с двумя ЦНД. Однако проточная часть турбины в этом случае может базироваться на отработанных для конденсационной модификации турбины ступенях и других элементах.

Поскольку конденсационные паровые турбины (и для ТЭС и для АЭС) с большими теплофикационными отборами не только вновь разрабатываются на турбинных заводах, но и зачастую производится их реконструкция на действующих электростанциях, то методика расчета турбины при переводе ее на работу с нерегулируемыми теплофикационными отборами представляет широкий интерес.

Детальный расчет всех режимов должен производиться для всей турбоустановки, учитывать изменения в тепловой схеме, балансы системы сетевых подогревателей и (для влажнопаровых турбин) сепаратора-промперегревателя. Для проточной части, особенно для ступеней ЦНД, измененные режимы должны рассчитываться как минимум с учетом переменных по радиусу параметров потока (см. § 3.4). И те и другие расчеты производятся на ЭВМ по довольно сложным программам. Изложение этих программ не может быть предметом рассмотрения в данной книге. В то же время независимо от такого полного расчета необходимы предварительная оценка работы турбины, подбор системы сетевых подогревателей, т. е. необходима простая, физически понятная, хотя и приближенная методика, которая представлена ниже.

Предварительная методика расчета

Заданными являются: данные полного расчета проточной части турбины при номинальном конденсационном режиме, номинальная тепловая нагрузка Q_0, температурный график, т. е. температуры воды на входе в систему сетевых подогревателей $t_{о.в}$ и на выходе из нее $t_{пр.в}$.

1. Выбирается число отборов для теплофикации и тем самым число последовательно включенных сетевых подогревателей обычно три или четыре).

2. Выбираются места в проточной части турбины, где будут производиться теплофикационные отборы. Как правило, это места, где имеются отборы пара для регенеративного подогрева питательной воды. Верхний отбор должен производиться при таком давлении, чтобы обеспечить номинальную температуру прямой (сетевой) воды. Предварительно, так как давление пара в месте отбора при теплофикационном режиме будет ниже, чем в начальном, конденсационном, а также учитывая неизбежный недогрев воды в сетевом подогревателе δt, температура насыщения при давлении отбора должна быть на $\Delta t = 10 \div 20$ °С выше температуры прямой воды $t_{пр.в}$. Чем больше относительная тепловая нагрузка, т. е. $Q_0/P_{э.к}$, где $P_{э.к}$ — электрическая мощность турбоагрегата при конденсационном режиме, тем большей должна быть указанная выше разность температур $\Delta t = t_{отб} - t_{пр.в}$.

3. По характеристикам сетевых подогревателей или по оценке с учетом потерь давления в тракте от состояния пара в проточной части до входа в подогреватель принимаются значения недогрева $\delta t = t_{отб} - t_{в}$. В первом приближении можно для всех подогревателей принять $\delta t = 5$ °С.

4. Определяется расход сетевой воды при заданных номинальных значениях тепловой нагрузки Q_0 и температурном графике $t_{о.в}$ и $t_{пр.в}$:

$$G_{сет} = \frac{Q_0}{h_{пр.в} - h_{о.в}}.$$

Здесь $h_{пр.в}$ и $h_{о.в}$ — энтальпии сетевой воды.

5. Для каждого из подогревателей составляется баланс, из которого определяется (сначала в первом приближении) количество отбираемого для целей теплофикации пара:

$$\Delta G_{отб} = G_{сет} \frac{h_{в2} - h_{в1}}{h_{отб} - h'_{отб}}.$$

Здесь $h_{в1}$ и $h_{в2}$ — энтальпии сетевой воды при входе и выходе из сетевого подогревателя; $h_{отб}$ — энтальпия отбираемого пара; $h'_{отб}$ — энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении $p_{отб}$.

6. С учетом всех дополнительных отборов пара определяются пониженные значения давления во всех точках отбора. Для этого используются формулы

(5.17а) и (5.18). При первых приближениях для простоты можно не учитывать влияние произведения pv.

Тогда давление в последнем (по пару) теплофикационном отборе I (примем, что выбрано три отбора III, II и I, питающие соответственно подогреватели сетевой воды *Б1*, *Б2* и *Б3*)

$$p_{отб} = p_{I} = p_{I0} \frac{G_{I0} - \Sigma \Delta G_{отб}}{G_{I0}}.$$

Здесь p_{I0} и p_{I} — давления пара в отборе при конденсационном и теплофикационном режимах; G_{I0} — расход пара через ступень после данного отбора при конденсационном режиме; $\Sigma \Delta G$ — сумма всех теплофикационных отборов, полученных по расчету по п. 5.

Давление пара в предыдущем (II) теплофикационном отборе подсчитывается по формуле

$$p_{II} = \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta G_{II} + \Delta G_{II}}{G_{II0}}\right)^2 (p_{II0}^2 - p_{I0}^2) + p_{I}^2}.$$

Здесь G_{II0} — расход пара через ступень после данного отбора при конденсационном режиме.

Аналогично определяются давления в предыдущих (по пару) отборах. Во всех этих расчетах, если отбор пара производится из дублированных проточных частей, расходы пара принимаются для одного из потоков. Например, если отбор пара производится из части низкого давления турбины с тремя ЦНД, то все расходы пара делятся на шесть.

Далее согласно п. 5 методики уточняются значения теплофикационных отборов ΔG и согласно п. 6 производится еще одно уточнение давлений пара в отборах. При этом пока значения энтальпии пара принимаются на общей линии процесса расширения в турбине, построенной ранее для конденсационного режима, как это показано, например, на рис. 4.15.

7. После второго приближения по подсчитанному значению верхнего теплофикационного отбора определяется температура прямой воды. В случае значительного расхождения с заданным значением этой температуры необходимо выбрать иное место для данного отбора и повторить расчет.

8. Определяются изменения теплоперепада, КПД и изгибных напряжений предотборных ступеней, в которых (кроме последней ступени ЦНД) эти изменения будут наибольшими.

Для нахождения нового значения располагаемого теплоперепада ступени $\overline{H}_0$ используется [33] формула

$$\overline{H}_0 = 0{,}5u^2 \left\{ (\overline{Gv}_2)^2 \left[(1-\varphi_0^2)\left(\frac{c_{1t}}{u}\right)_0^2 + \left(\frac{W_{2t}}{u}\right)_0^2 + 1 \right] + \right.$$
$$\left. + \overline{Gv}_2 \left[2\varphi_0 \cos\alpha_{10} \left(\frac{c_{1t}}{u}\right)_0 - 2 \right] \right\},$$

где H_0 — в Дж/кг; $\overline{Gv}_2$ — отношение объемного пропуска пара через данную ступень при теплофикационном и конденсационном режимах; скорости c_{1t} и w_{2t}, коэффициент скорости φ и угол α_1 относятся к конденсационному режиму.

Изменение КПД (без учета влияния влажности) ступени определяется по формуле (5.16), где изменение отношения скоростей $x_ф = \sqrt{\overline{H}_{00}/\overline{H}_0}$; $\overline{H}_{00}$ — располагаемый теплоперепад ступени при конденсационном режиме.

9. Изменение изгибных напряжений в рабочих лопатках по сравнению с конденсационным режимом подсчитывается по формуле (7.12), т. е.

$$\frac{\sigma_{изг}}{(\sigma_{изг})_0} \approx \frac{G\overline{H}_0 \eta_{0i}^{п.п}}{G_0 \overline{H}_{00} (\eta_{0i}^{п.п})}.$$

10. Для остальных ступеней изменение КПД и других характеристик производится или аналогично п. 8 или по более упрощенной методике, представленной на с. 108. Кроме того, как это показано в § 3,5, 3.7 и 4.3, а также в примерах 5.1 и 5.2, учитывается влияние влажности на КПД ступеней или отсеков проточной части.

11. Определяется давление пара за последней ступенью. Для этого кроме расхода пара через эту ступень необходимо знать условия работы конденсатора — температуру и расход охлаждающей воды, а также коэффициент патрубка (см. § 4.4). Если известна характеристика конденсатора (см., например, рис. 9.5) или основные его параметры, то, как это показано в примере 9.2, определяется давление в конденсаторе $p_к$.

12. По изменению объемного пропуска пара через последнюю ступень $Gv_2/(Gv_2)_0$ и известным (или специально рассчитанным) характеристикам этой ступени (см. § 5.1 и 7.3) принимается решение о допустимости работы последней ступени в условиях неблагоприятного уменьшения объемного пропуска пара и возможного появления отрывного, вихревого режима течения в рабочей решетке. С помощью универсальной кривой поправок на вакуум (см. § 5.4 и рис. 5.14 и 10.13) или расчетом по [33] определяются мощность и КПД последней ступени ЦНД.

13. После оценки изменения КПД всех ступеней и построения процесса расширения пара в турбине при теплофикационном режиме с учетом измененных по сравнению с конденсационным режимом значений произведения pv, а также значений энтальпий отбираемого пара производится уточнение всех характеристик по полным формулам (5.17а) и (5.18).

14. На основе проведенного расчета определяется, насколько снизится электрическая мощность турбоагрегата по сравнению с конденсационным режимом. Следует помнить, что окончательное уточнение мощности требует расчета всей тепловой схемы, изменения отборов пара на ПНД и ПВД, нового баланса СПП и т. п.

15. Для определения зависимости тепловой нагрузки и температуры прямой воды от электрической нагрузки при различных вариантах включения сетевых подогревателей проводится детальный расчет переменного режима всей турбоустановки, для чего используются данные гл. 5 и 9 и настоящей методики.

Пример. Рассмотрим в несколько упрощенном виде представленную выше методику применительно к турбине К-1000-60/3000, расчет которой выполнен в § 4.5.

Задано: тепловая нагрузка Q_0=500 МВт= =1800 ГДж/ч; температуры сетевой воды $t_{о.в}$=40 °С и $t_{пр.в}$=140°С. Температура и расход охлаждающей воды приняты такими же, как и при конденсационном режиме.

Выберем систему подогрева сетевой воды с тремя последовательно расположенными сетевыми подогревателями *Б1*, *Б2* и *Б3*. Соответственно выберем места для теплофикационных отборов: за ступенями № 8, № 7 (в ЦНД) и № 5 (за ЦВД). Согласно табл. 4.3 давление верхнего отбора p_{III0}=0,594 МПа, чему отвечает температура насыщения 155 °С, что на Δt=15 °С больше температуры прямой воды.

Расход сетевой воды (без учета влияния давления воды на ее энтальпию)

$$G_{сет} = \frac{Q_0}{4{,}19\,(t_{пр.в} - t_{о.в})} = \frac{1800 \cdot 10^9}{4{,}19\,(140 - 40) \cdot 10^3} =$$
$$= 4{,}30 \cdot 10^6 \text{ кг/ч} = 1190 \text{ кг/с}.$$

Баланс подогревателя *Б1*

$$\Delta G_{I} = G_{сет} \frac{h_{в.п} - h_{о.в}}{h_{I0} - h'_{I0}} = 1190 \frac{4{,}19\,(77 - 40)}{2577{,}9 - 394{,}4} =$$
$$= 82{,}8 \text{ кг/с}.$$

Здесь из табл. 4.3 параметры пара: $p_{I0}=0{,}0544$ МПа; $h_{I0}=2577{,}8$ кДж/кг; по [29] $h_{I0}'=394{,}4$ кДж/кг; $t_{в1}=t_I'-\delta t=82-5=77$ °С.

Аналогично подсчитываются значения второго отбора на *Б2* при $p_{II0}=0{,}133$ МПа (принято $\delta t=5$ °С)

$$\Delta G_{II}=1190\frac{4{,}19\,(103-77)}{2705{,}0-452{,}0}=57{,}5\ \text{кг/с}$$

и третьего (верхнего) отбора на *Б3* при $p_{III0}=0{,}594$ МПа

$$\Delta G_{III}=1190\frac{4{,}19\,(153-103)}{2509{,}8-668{,}7}=135{,}4\ \text{кг/с}.$$

С учетом этих отборов ΔG_I, ΔG_{II} и ΔG_{III} уточняем давления теплофикационных отборов:

$$p_I=p_{I0}\frac{G_{I0}-\frac{1}{9}\Sigma\Delta G}{G_{I0}}=0{,}0544\frac{115{,}8-34{,}4}{115{,}8}=$$

$=0{,}0382$ МПа,

где $\Sigma\Delta G/8=34{,}4$ кг/с — сумма всех теплофикационных отборов, отнесенная к одному из восьми потоков ЦНД рассчитываемой турбины; G_{I0} — расход пара через ступень № 9 (см. табл. 4.3);

$$p_{II}=\sqrt{\left(1-\frac{\Delta G_{II}+\Delta G_{III}}{8G_{I10}}\right)^2(p_{I10}^2-p_{I0}^2)+p_I^2}=$$

$$=\sqrt{\left(1-\frac{24{,}0}{121{,}4}\right)^2(0{,}133^2-0{,}0544^2)+0{,}0382^2}=$$

$$=0{,}105\ \text{МПа}.$$

Поскольку в данном примере между первым и вторым (по воде) отборами имеется только одна ступень, то применение, как это сделано, формулы Стодолы — Флюгеля (5.18) дает ощутимую ошибку и допустимо лишь для предварительной оценки. Правильнее вести расчет, определяя располагаемый теплоперепад ступени по формуле, представленной в п. 8 методики (см. данный пример: подсчет теплоперепада ступени № 5), или по методике расчета переменного режима работы ступени, детально рассмотренной в работе [33].

Давление первого по пару (третьего по воде) верхнего отбора

$$p_{III}=\sqrt{\left(1-\frac{16{,}9}{127{,}1}\right)^2(0{,}594^2-0{,}133^2)+0{,}105^2}=$$

$$=0{,}513\ \text{МПа}.$$

Между верхним (за ЦВД) и следующим (за ступенью № 7 ЦНД) отборами находится СПП. Поэтому для более точного расчета следует учесть изменение баланса СПП, иную, чем при конденсационном режиме, влажность пара за ЦВД и, следовательно, иной массовый расход пара через ступени ЦНД.

После определения давлений в камерах теплофикационных отборов, уточнения энтальпий отбираемого пара следует весь расчет повторить, т. е. найти новые значения отборов ΔG, давлений и т. д. Такое уточнение, учитывающее при вычислении давлений по формулам (5.17а) и (5.18) изменение произведения pv, дает следующие значения отборов пара на теплофикацию при том же расходе пара через турбину, что и при конденсационном режиме: в каждом потоке ЦНД после ступени № 7 отбирается $\Delta G_{II}=6{,}9$ кг/с, после ступени № 8 отбирается $\Delta G_I=8{,}4$ кг/с, после ступени № 5 ЦВД отбирается $\Delta G_{III}=70{,}2$ кг/с. При нагреве воды в подогревателе *Б3* температура прямой воды составит 147 °С, что выше, чем было принято в начале расчета. При неизменном расходе пара через турбину снижение этой температуры принципиально возможно переключением подогревателя *Б3* на отбор пониженного давления. Однако в данном примере следующий (по пару) отбор для подогрева питательной воды находится за ступенью № 7 ЦНД, который может обеспечить нагрев сетевой воды ниже, чем до 100 °С. В связи с этим реальный путь снижения температуры прямой воды до заданного значения — обвод части сетевой воды помимо *Б3*. Этот случай выходит за рамки рассматриваемой методики. Уточняем при том же расходе сетевой воды $G_{сет}=1190$ кг/с тепловую нагрузку при номинальном теплофикационном режиме $Q_0=1920$ кДж/кг.

Для всех трех предотборных ступеней найдем изменение теплоперепада, КПД и изгибных напряжений.

Согласно п. 8 методики [33] располагаемый теплоперепад ступени № 5 будет равен

$$\overline{H}_0=0{,}5\cdot242{,}5^2\left\{1{,}17^2\left[(1-0{,}974^2)\left(\frac{315{,}5}{242{,}5}\right)^2+\right.\right.$$

$$\left.+\left(\frac{291{,}2}{242{,}5}\right)^2+1\right]+1{,}17\left[2\cdot0{,}974\cos16{,}5^\circ\left(\frac{315{,}5}{242{,}5}\right)-\right.$$

$$\left.\left.-2\right]\right\}=116{,}6\cdot10^6\ \text{Дж/кг}.$$

Здесь $Gv_2/(Gv_2)_0=1{,}17$ — изменение объемного пропуска пара через ступень № 5 при теплофикационном режиме, когда $v_2=0{,}325$ м³/кг. Остальные величины взяты из табл. 4.3 при конденсационном режиме. Таким образом, отношение скоростей в ступени № 5 изменилось $\overline{x}_ф=\sqrt{\overline{H}_{00}/\overline{H}}=\sqrt{87{,}0/116{,}0}=0{,}864$ раза. Тогда изменение КПД (без учета потерь от влажности) согласно формуле (5.16) составит

$$\overline{\eta}_{oi}=2{,}10\overline{x}_ф-1{,}19\overline{x}_ф^2-0{,}09\overline{x}_ф^3=0{,}984.$$

С учетом несколько повышенной влажности КПД ступени № 5 снизится на $\Delta\eta_{oi}=0{,}004$ и составит $\eta_{oi}=0{,}750$.

По сравнению с конденсационным режимом изгибные напряжения в рабочих лопатках ступени № 5 увеличатся:

$$\frac{\sigma_{изг}}{(\sigma_{изг})_0}=\frac{G\overline{H}_0\eta_{о.л}}{G_0\overline{H}_{00}(\eta_{о.л})_0}=1\cdot\frac{116{,}6}{87{,}0}\cdot0{,}984=1{,}32.$$

Следовательно, необходимы детальная проверка прочности лопаток и при необходимости увеличение хорды профиля. Одновременно проводится проверка прочности диаграммы ступени № 5, так как возрастает перепад давлений в ступени.

Аналогичный расчет выполняется и для ступени № 7. Здесь $Gv_2/(Gv_2)_0=1{,}10$; $\overline{H}_0/\overline{H}_{00}=1{,}19$; $\overline{\eta}_{oi}=0{,}994$ и с учетом дополнительных потерь от влажности $\eta_{oi}=0{,}885$; $\sigma_{изг}/(\sigma_{изг})_0=1{,}02$. Для ступени № 8: $\overline{G}v_2=1{,}11$; $\overline{H}_0/\overline{H}_{00}=1{,}23$; $\overline{\eta}_{oi}=0{,}992$; $\eta_{oi}=0{,}819$; $\sigma_{изг}/(\sigma_{изг})_0=0{,}975$.

При конденсационном режиме давление за последней ступенью ЦНД, принятое равным давлению в конденсаторе, было равно: $p_к=0{,}0050$ МПа. Это давление обеспечивалось при следующих условиях: температура охлаждающей воды $t_{ох.в}=20{,}0$ °С, кратность циркуляции $m=75$, паровая нагрузка конденсатора $G_к/F_к=36$ кг/(ч·м²)$=0{,}01$ кг/(с·м²). Тогда согласно формулам § 9.3

$$t_к=t_{ох.в}+\Delta t_в+\delta t=20{,}0+7{,}0+5{,}9=32{,}9\ °С.$$

При теплофикационном режиме массовый расход пара в конденсатор сократится на 30 % и при тех же

значениях $t_{ох.в}$ и $W_{ох.в}$ соответственно уменьшатся разности температур

$$\Delta t_в = 0{,}7 \cdot 7{,}0 = 4{,}9\ °C$$

и согласно формуле (9.15)

$$\delta t = \frac{7}{t_{ох.в} + 31{,}5}\left(3600\ \frac{G_и}{F_к} + 7{,}5\right) = 4{,}4\ °C.$$

Следовательно, $t_к = 20{,}0 + 4{,}9 + 4{,}4 = 29{,}3\ °C$ и $p_к = 0{,}0041$ МПа.

Таким образом, объемный пропуск пара через последнюю ступень ЦНД по сравнению с расчетным, конденсационным режимом составит

$$\frac{G}{G_0}\ \frac{v_2}{v_{20}} = 0{,}7 \cdot 1{,}4 = 0{,}84.$$

Такое уменьшение не является опасным для рабочих лопаток даже столь большой веерности ($d/l = 2{,}8$; $l_2 = 1{,}0$ м) по условиям их вибрационной надежности. Если ступень спроектирована так, что при рассчитываемом теплофикационном режиме появится корневой отрыв (см. § 5.1), выходная потеря снизится примерно в $0{,}84^2$ раза (без учета увеличения угла выхода α_2) и вместо расчетного значения $\Delta H_{в.с} = 44$ кДж/кг уменьшится до 31 кДж/кг.

Аналогично тому, как подсчитано изменение теплоперепадов и КПД нерегулируемых, предотборных ступеней, можно произвести расчет других ступеней (ступени № 4 ЦВД, № 6, № 9 ЦНД) и тем самым определить уменьшение мощности турбоагрегата при теплофикационном режиме. Как было отмечено выше, более детальный расчет требует пересчета балансов СПП и подогревателей системы регенерации, т. е. расчета всей тепловой схемы турбоустановки. В этот расчет как составная часть должен быть включен расчет характеристик ступеней, выполненный в данном примере.

Таблица П.1. **Отпуск теплоты на теплофикацию от действующих турбоустановок АЭС**

Марка турбины	Марка реактора	Число турбин в энергоблоке	Гарантированная мощность теплофикационных отборов энергоблока, МВт
К-220-44	ВВЭР-440	2	58
К-500-65/3000	РБМК-1000	2	174
К-750-65/3000	РБМК-1500	2	232
К-1000-60/1500	ВВЭР-1000	1	232

Таблица П.2. **Технико-экономические показатели турбин ХТЗ мощностью 220 и 500 МВт при частоте вращения $n = 50$ 1 с [16]**

Наименование	Марка турбины				
	К-220-44 Кольская АЭС	К-220-44 АЭС „Козлодуй" (Болгария)	К-220-44-2 АЭС „Ловиса" (Финляндия)	К-220-44-3	К-500-65/3000 Ленинградская АЭС
Год выпуска головного образца	1969	1969	1974	1979	1970
Номинальная мощность, МВт	220	220	235	228	500
Давление свежего пара, МПа	4,32	4,32	4,32	4,32	6,46
Температура свежего пара, °С	254,9	254,9	254,9	254,9	280,4
Температура охлаждающей воды, °С	5	12	5	5	12
Расчетное давление в конденсаторе, кПа	3,19	3,53	3,00	3,00	4,18
Гарантийный удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч)	11 202	11 179	11 015	10 844	11 103
Удельный расход теплоты по данным испытаний, кДж/(кВт·ч)	11 060	11 045	10 794	—	10 953

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бенансон Е. И., Иоффе Л. С.** Теплофикационные паровые турбины. — М.: Энергия, 1976. — 264 с.

2. **Берман Л. Д.** Определение коэффициента теплопередачи для конденсаторов паровых турбин. — Известия вузов. Энергетика, 1980, № 8, с. 48—54.

3. **Вирченко М. А., Аркадьев Б. А., Иоффе В. Ю.** Использование мощных конденсационных турбоустановок в качестве источника теплоснабжения. — Теплоэнергетика, 1982, № 4, с. 10—13.

4. **Воронин Л. М.** Особенности эксплуатации и ремонта АЭС. —М.: Энергоиздат, 1981. — 168 с.

5. **Главные** контуры регулирования АЭС «Ловиса» в Финляндии/ П. Салминен, П. Хаапинен, М. Винтер и др. — Теплоэнергетика, 1976, № 8, с. 16—20.

6. **Дейч М. Е., Зарянкин А. Е.** Гидрогазодинамика — М.: Энергоатомиздат 1983.—384 с.

7. **Дейч М. Е., Зарянкин А. Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. — М.: Энергия, 1970. — 384 с.

8. **Дейч М. Е., Филиппов Г. А.** Газодинамика двухфазных сред. — М.: Энергоиздат, 1981. — 472 с.

9. **Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я.** Атлас профилей решеток осевых турбин. — М.: Машиностроение, 1965. — 96 с.

10. **Дементьев Б. А.** Кинетика и регулирование атомных реакторов. — М.: Атомиздат, 1973. — 283 с.

11. **Иванов В. А.** Регулирование энергоблоков. — Л.: Машиностроение, 1982. — 250 с.

12. **Кириллов И. И., Иванов В. А., Кириллов А. И.** Паровые турбины и паротурбинные установки. — Л.: Машиностроение, 1978. — 276 с.

13. **Кириллов И. И., Яблоник Р. М.** Основы теории влажнопаровых турбин. — М.: Машиностроение, 1968.— 261 с.

14. **Костюк А. Г.** Динамика и прочность турбомашин. — М.: Машиностроение, 1982. — 220 с.

15. **Костюк А. Г., Шерстюк А. Н.** Газотурбинные установки. — М.: Высшая школа, 1979. — 254 с.

16. **Косяк Ю. Ф., Галацан В. Н., Палей В. А.** Эксплуатация турбин АЭС. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 146 с.

17. **Котов Ю. В., Кротов В. В., Филиппов Г. А.** Оборудование атомных электростанций. — М.: Машиностроение, 1983. — 244 с.

18. **Левин А. В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д.** Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. — Л.: Машиностроение, 1981. — 710 с.

19. **Маргулова Т. Х.** Атомные электрические станции. — М.: Высшая школа, 1978. — 360 с.

20. **Маргулова Т. Х., Мартынова О. И.** Водные режимы тепловых и атомных электростанций. — М.: Высшая школа, 1981. — 320 с.

21. **Нестеренко В. Б., Михалевич А. А., Тверковкин Б. Е.** Быстрые реакторы и теплообменные аппараты АЭС с диссоциирующим теплоносителем. — Минск: Наука и техника, 1978. — 240 с.

22. **Одновальная** паровая турбина К-800-240-5/ А. П. Огурцов, В. К. Рыжков, Ю. Н. Неженцев, Ю. С. Муравко. — Энергомашиностроение, 1980, № 11, с. 40—43.

23. **О применении** скользящего давления свежего пара для регулирования мощности энергоблоков АЭС/ Б. А. Аркадьев, В. А. Палей, В. Ю. Иоффе и др. — Теплоэнергетика, 1977, № 1, с. 39—42.

24. **Опыт** эксплуатации турбин насыщенного пара/ Ю. Ф. Косяк, Б. М. Трояновский, М. А. Вирченко, М. С. Грабовский. — Теплоэнергетика, 1983, № 1, с. 7—12.

25. **Паровая** турбина К-500-240 ХТГЗ/. Под ред. В. Н. Саввина — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 264 с.

26. **Паротурбинные** установки атомных электростанций/ Под ред. Ю. Ф. Косяка. — М.: Энергия, 1978. — 312 с.

27. **Поваров О. А.** Проблемы сепарации влаги в турбоустановках АЭС. — Теплоэнергетика, 1980, № 2, с. 41—44.

28. **Прочность** паровых турбин/ Под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. — М.: Машиностроение, 1973. — 456 с.

29. **Ривкин С. Л., Александров А. А.** Теплофизические свойства воды и водяного пара. — М.: Энергия, 1980. — 424 с.

30. **Рыжкин В. Я.** Тепловые электрические станции. — М.: Энергия, 1976. — 448 с.

31. **Салтанов Г. А.** Неравновесные и нестационарные процессы в газодинамике однофазных и двухфазных сред. — М.: Наука, 1979. — 286 с.

32. **Самойлович Г. С.** Гидроаэромеханика. — М.: Машиностроение, 1980. — 280 с.

33. **Самойлович Г. С., Трояновский Б. М.** Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. — М.: Энергоиздат, 1982. — 496 с.

34. **Теплофикационная** паровая турбина типа ТК-450/500 для АТЭЦ/ В. И. Водичев, Е. И. Бенансон, В. И. Великович и др. — Теплоэнергетика, 1980, № 5. с. 2—6.

35. **Типовая** энергетическая характеристика турбоагрегата К-220-44 ХТГЗ. — М.: Союзтехэнерго, 1981.— 43 с.

36. **Трояновский Б. М.** Турбины для атомных электростанций. — М.: Энергия, 1978. — 232 с.

37. **Трояновский Б. М.** О выборе типа парораспределения для турбин насыщенного пара. — Теплоэнергетика, 1983, № 11, с. 28—32.

38. **Трухний А. Д., Лосев С. М.** Стационарные паровые турбины. — М.: Энергоиздат, 1981. — 456 с.

39. **Турбины** Ленинградского металлического завода для атомной энергетики/ А. П. Огурцов, В. К. Рыжков, Ю. Н. Неженцев, Л. Я. Бальва. — Теплоэнергетика, 1981, № 9, с. 2—7.

40. **ГОСТ 3618-82.** Турбины паровые стационарные для привода электрических генераторов.

41. **ГОСТ 2477-80 — ГОСТ 2479-80.** Турбины стационарные конденсационные и теплофикационные.

42. **Фаддеев И. П.** Эрозия влажнопаровых турбин. — Л.: Машиностроение, 1974. — 208 с.

43. **Филиппов Г. А., Поваров О. А.** Сепарация влаги в турбинах АЭС. — М.: Энергия, 1980. — 320 с.

44. **Филиппов Г. А., Поваров О. А., Пряхин В. В.** Исследования и расчеты турбин влажного пара. — М.: Энергия, 1973. — 232 с.

45. **Шальман М. Н., Плютинский В. И.** Контроль и управление на атомных электростанциях. — М.: Энергия, 1979. — 272 с.

46. **Шкловер Г. Г., Григорьев В. Г.** К расчету коэффициентов теплопередачи в конденсаторах паровых турбин. — Теплоэнергетика, 1975, № 1, с. 67—69.

47. **Щегляев А. В.** Паровые турбины. — М:. Энергия, 1976. — 368 с.

48. **Щегляев А. В., Смельницкий С. Г.** Регулирование паровых турбин. — М.: Госэнергоиздат, 1962.— 256 с.

49. **Электрогидравлическая** система регулирования турбины К-500-60/1500 энергоблока № 5 НВАЭС/ Ю. Ф. Косяк, М. А. Вирченко, Г. Г. Александровский и др. — Теплоэнергетика, 1979, № 6, с. 20—23.

50. **Ядерная** энергетика, человек и окружающая среда/ Под ред. А. П. Александрова. — М.: Энергоиздат, 1982. — 250 с.

51. **Асланян Г. Н., Вирченко М. А., Черненко В. М.** Серия конденсаторов мощных паровых турбин для АЭС. — Теплоэнергетика, 1984, № 4, с. 23—26.

52. **Влияние** растворенных в паре примесей на образование коррозионно-агрессивной фазы в проточных частях турбин/ О. И. Мартынова, О. А. Поваров, В. С. Рабенко и др. — Теплоэнергетика, 1984, № 4, с. 19—22.

53. **Использование** АЭС в качестве источников централизованного теплоснабжения промышленно-жилищных агломераций и агроэнергокомплексов/ В. М. Болдырев, В. Л. Лосев, М. В. Сигал, В. И. Прусаков. — Теплоэнергетика, 1983, № 8, с. 30—33.

54. **Косяк Ю. Ф., Вирченко М. А., Кантемир А. Д.** Опыт создания и наладки тихоходных паровых турбин ПОАТ ХТЗ. — Теплоэнергетика, 1984, № 3, с. 35—39.

55. **Лейзерович А. Ш.** Технологические основы автоматизации пусков паровых турбин. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 176 с.

56. **Маргулова Т. Х., Подушко Л. А.** Атомные электрические станции. — М.: Энергоиздат, 1982. — 264 с.

57. **Мартынова О. И.** Влияние водно-режимных факторов на надежность работы некоторых элементов оборудования электростанций. — Энергохозяйство за рубежом, 1982, № 1, с. 7—12.

58. **Пряхин В. В., Поваров О. А., Рыженков В. А.** Проблемы эрозии турбинных рабочих лопаток. — Теплоэнергетика, 1984, № 10, с. 25—29.

59. **Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И.** Исследование реальных тепловых схем ТЭС и АЭС. — М.: Энергоиздат, 1982. — 272 с.

60. **Скалкин Ф. В., Канаев А. А., Копп И. З.** Энергетика и окружающая среда. — М.: Энергоиздат. 1981. — 280 с.

61. **Современные** проблемы энергетики/ А. А. Бесчинский, Д. Б. Вольфберг, В. И. Доброхотов и др. Под ред. Д. Г. Жимерина. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 232 с.

62. **Сидоренко В. А.** Безопасная эксплуатация атомных электростанций. — Теплоэнергетика, 1984, № 11, с. 2—6.

63. **Тепловые** испытания турбоустановки ХТЗ К-500-60/1500/ Г. М. Коновалов. В. Д. Канаев, Ф. М. Сухарев и др. — Теплоэнергетика, 1984, № 4, с. 4—9.

64. **Трояновский Б. М.,** Зарубежные мощные теплофикационные паротурбинные установки. — Теплоэнергетика, 1984, № 4, с. 64—69.

65. **Турбины** для АЭС с увеличенной нагрузкой выхлопа/ Ю. Ф. Косяк В. П. Сухинин, М. А. Вирченко, В. Ю. Иоффе. — Теплоэнергетика, 1984. № 4, с. 9—14.

66. **Функции** регулирования турбин АЭС/ М. А. Вирченко, Т. Я. Жорницкая, Ю. Ф. Косяк и др. — Теплоэнергетика, 1984, № 12, с. 19—23.

67. **Электрогидравлическая** система регулирования турбин АЭС/ Ю. Ф. Косяк, М. А. Вирченко, В. Е. Рожанский и др. — Теплоэнергетика, 1985, № 2, с. 13—17.

68. **Ядерные** энергетические установки/ Б. Г. Ганчев, Л. Л. Калишевский, Р. С. Деменев и др. Под ред. Н. А. Доллежаля. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 504 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автомат безопасности 197
Автоматизированная система управления (АСУ) 191

Б

Балансировка ротора 151
Бандаж турбинной лопатки 118

В

Вебера число 38
Вибрационная диаграмма 163
Вибрация лопаток 156
— ротора 151
Выбега кривая 234

Г

Газотурбинная установка 144
Гелиевая турбина 150
Гелия свойства 147

Д

Деаэратор 217
Декремент колебаний 160
Диафрагма 122
Диск 121
Доля крупнодисперсной влаги 48

К

Кнудсена число 44
Комбинированная выработка энергии 27
Конденсатор 206
— боковой 213
— подвальный 211
— расчет 208
— характеристика 209, 211
Конденсационное устройство 205
Корпус турбины 117
Коррозия под напряжением 169
Коэффициент возврата теплоты 77
— готовности 226
— полезного действия абсолютный 14, 16
— — — нетто 17
— — — относительный внутренний 15, 16, 56
— — — — лопаточный 53
— — — термический 13
— — — турбины 88
— — — электрического генератора 92
— скольжения 31, 40
Кривая поправок на вакуум 114, 242
Критическая частота вращения 152
Критическое отношение давлений 43

Л

Лабиринтовое уплотнение 57, 92
Лопатки рабочие 117
— — поломки 240
— — эрозия 165, 240

М

Маха число 44
Моментная характеристика турбины 173
Мощность номинальная 225
— турбины 15, 114
— — однопоточной максимальная 79
МУТ 176

Н

Напряжения в лопатках изгибные 155
— — — растягивающие 79, 154
Наработка на отказ 226
Нечувствительность регулирования 175

О

Осевые усилия 93
Отношение скоростей 53

П

Парораспределение дроссельное 106
— сопловое 109
Переохлаждение 39
Питательный насос 217
Поворотная заслонка 196
Подшипник 124
Потери концевые 46
— кромочные 48
— неравновесного процесса 39, 69
— от влажности 69
— профильные 45
— трения диска 56
Программа регулирования энергоблока 180
Промежуточный перегрев 22
Профиль 43
Пуск турбоагрегата 228
Пусковая схема 228

Р

Разгружение турбоагрегата 233
Разделительное давление 23
Расход пара 16
— — изменение 99
— теплоты удельный 16
Реактивности степень турбинной ступени 49
— — — — изменение 100
Регенеративный подогрев 20
Регулирование гидравлическое 185
— турбины К-500-65/3000 ХТЗ 186
— — К-220-44-2 ХТЗ 188
— — К-500-60/1500 ХТЗ 192
— электрогидравлическое 190
— энергоблока 181
— — АЭС «Ловиса» 183
— — — с БН 184
— — — — ВВЭР 181
— — — — РБМК 183
— ядерного реактора 178
Регулятор частоты вращения 196
Рейнольдса число 44
Ремонтопригодность 237
Решетка профилей 43
Ротор турбины 119

С

Сброс нагрузки 199, 201
Сепаратор влаги внешний 221
— промперегреватель 223
Сепарация влаги внешняя 23
— — внутритурбинная 70
Скользящее давление 110
Скорость фиктивная 52
Статическая характеристика турбины 174
Стопорно-регулирующий клапан 140, 194
Ступень турбины 49
— — двухъярусная 80
Схема двухконтурная 10
— одноконтурная 10
— принципиальная 10
— трехконтурная 12

Т

Тепловая схема 203
— — турбины К-220-44 ХТЗ 244
— — — К-500-65/3000 ХТЗ 204
— — — К-500-60/1500 ХТЗ 244
— — — К-750-65/3000 ХТЗ 245
— — — К-1000-60/1500-1 ХТЗ 246
— — — К-1000-60/1500-2 ХТЗ 246
— — — — К-1000-60/3000 ЛМЗ 245
Теплоперепад располагаемый 14, 77
Типовая энергетическая характеристика 235, 241
Турбина паровая К-220-44 ХТЗ 129
— — К-500-65/3000 ХТЗ 126
— — К-500-60/1500 ХТЗ 132, 134
— — К-750-65/3000 ХТЗ 130, 132
— — К-1000-60/1500 ХТЗ 133, 136, 138
— — К-800-130 ЛМЗ 141, 144
— — К-1000-60/3000 ЛМЗ 137, 140
— — теплофикационная ТК-450/500-60 ТМЗ 138, 143
Турбопривод питательного насоса 218

У

Уплотнение лабиринтовое 57
Уравнение количества движения 32
— неразрывности 31
— радиального равновесия 63
— состояния 30
— сохранения энергии 34
Условный градиент давления 36

Х

Холостой ход 225

Ц

Цикл паросиловой 9

Э

Экономичность турбоустановки 13, 242
Эрозия лопаток 165, 240
— неподвижных элементов турбины 239

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 4
Основные обозначения, индексы и сокращения 6

Глава первая. **Турбинные установки и их показатели** 9

1.1. Циклы турбинных установок . . . 9
1.2. Экономичность турбоустановки и энергоблока 13
1.3. Влияние параметров пара на экономичность цикла. Регенеративный подогрев питательной воды 18
1.4. Промежуточный перегрев пара и внешняя сепарация 21
1.5. Комбинированная выработка теплоты и электрической энергии 27

Глава вторая. **Течение одно- и двухфазных сред в турбинных решетках** 30

2.1. Основные уравнения движения одно- и двухфазной сред 30
2.2. Образование влаги в элементах турбины 35
2.3. Особенности двухфазных потоков с каплями влаги 38
2.4. Турбинные решетки 43
2.5. Расчет характеристик турбинных решеток 47

Глава третья. **Турбинная ступень** . . . 50

3.1. Преобразование энергии в турбинной ступени 50
3.2. Относительный лопаточный КПД и определение размеров ступени . . . 53
3.3. Относительный внутренний КПД и расчет ступени 56
3.4. Расчет ступени с учетом изменения параметров потока по радиусу . . . 62
3.5. Особенности работы турбинной ступени на влажном паре 67
3.6. Удаление влаги из проточной части турбины 70
3.7. Примеры расчета ступеней влажно-паровых турбин 74

Глава четвертая. **Многоступенчатые турбины** 77

4.1. Особенности многоступенчатых турбин . 77
4.2. Выбор основных конструктивных параметров паровой турбины 81
4.3. Влияние влажности на характеристики группы турбинных ступеней 86
4.4. Оценка КПД турбины и осевые усилия 88
4.5. Пример теплового расчета мощной турбины насыщенного пара 94

Глава пятая. **Работа турбины при переменном режиме** 98

5.1. Переменный режим работы ступени . 98
5.2. Изменение давлений и теплоперепадов по ступеням турбины при переменном режиме работы 104
5.3. Тепловой процесс в паровой турбине при переменном расходе пара и различных системах парораспределения . . . 105
5.4. Влияние изменений параметров свежего пара и давления в конденсаторе на мощность и экономичность турбины . . . 112

Глава шестая. **Конструкции паровых и газовых турбин** 115

6.1. Основные типы паровых турбин . . . 115
6.2. Роторы паровых турбин 117
6.3. Статоры паровых турбин 121
6.4. Общие принципы конструирования паровых турбин 122
6.5. Типичная конструкция влажно-паровой турбины 126
6.6. Конструкции быстроходных турбин насыщенного пара ХТЗ 129
6.7. Тихоходные турбины ХТЗ 130
6.8. Влажно-паровые турбины других заводов СССР 137
6.9. Паровые турбины высоких начальных параметров 141
6.10. Газотурбинные установки АЭС . . . 144

Глава седьмая. **Прочность элементов турбины** 150

7.1. Условия работы элементов турбин . . 150
7.2. Статическая прочность рабочих лопаток 153
7.3. Колебания лопаток 156
7.4. Эрозия элементов турбин и способы ее предотвращения 164
7.5. Металлы, применяемые в турбинах АЭС 171

Глава восьмая **Автоматическое регулирование турбин и энергоблоков АЭС** 173

8.1. Общие принципы регулирования турбин 173
8.2. Регулирование энергоблоков АЭС . . 178
8.3. Регулирование и защита турбин АЭС . 185
8.4. Конструкции органов парораспределения, регулирования и защиты 194
8.5. Динамические процессы при сбросах нагрузки 199

Глава девятая. **Конденсационные устройства и вспомогательное оборудование турбинной установки** 203

9.1. Тепловая схема турбоустановки . . . 203
9.2. Конденсационные устройства и процесс конденсации пара 204
9.3. Конструкция конденсатора и его тепловой расчет 206
9.4. Воздухоотсасывающие устройства . . 213
9.5. Регенеративные подогреватели и деаэраторы 215
9.6. Питательные насосы и их привод . . 217
9.7. Сепараторы и промперегреватели . . 220

Глава десятая. **Эксплуатация турбинных установок АЭС** 224

10.1. Основы эксплуатации паротурбинных установок 224
10.2. Пуск и остановка турбоагрегата . . . 228
10.3. Обслуживание турбоустановки при установившихся режимах работы . . . 234
10.4. Ремонт турбин АЭС и неполадки в их работе 237
10.5. Типовые энергетические характеристики 241

Приложение 244

Список литературы 247

Предметный указатель 254